

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Ověření pracovních charakteristik pneumatického
radiálního pístového motoru Parker

Verification of Performance Characteristics of Pneumatic
Rotary Piston Engine Parker

Student: Bc. Tomáš Hubert


Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

OSTRAVA 2013

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.5.2013


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2013


.....
podpis studenta

Poděkování:

Děkuji panu prof. Ing. Jaroslavu Kopáčkovi, CSc. za odborné vedení, rady a pomoc při tvorbě této diplomové práce. Dále pak děkuji Fakultě elektrotechniky a informatiky za odbornou pomoc a zapůjčení vybavení potřebného k uskutečnění zkušebního měření.

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Hubert**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma: **Ověření pracovních charakteristik pneumatického radiálního pístového motoru Parker**
Verification of Performance Characteristics of Pneumatic Rotary Piston Engine Parker

Zásady pro vypracování:

Vypracujte a realizujte projekt ověření pracovních charakteristik rotačního pístového pneumatického motoru Parker. V rámci projektu vypracujte:

1. Přehled typů pneumatických motorů, jejich základní parametry, výhody a možnosti jejich použití se speciálním zaměřením na pístové motory.
2. Přehled základních výpočtových vztahů a charakteristik pneumatického pístového motoru.
3. Aplikace výpočtů s parametry motoru Parker.
4. Návrh měřicího stendu a zkušebního obvodu pro měření charakteristik pneumatického motoru Parker. Metodika měření a vyhodnocení.
5. Realizace měření charakteristik motoru Parker.
6. Porovnání měření zjištěných charakteristik s charakteristikami vypočtenými a udávanými v katalogu výrobce.

Seznam doporučené odborné literatury:

- KOPÁČEK, J. Pneumatické motory – jejich možnosti a použití. In *Strojírenská výroba*. Roč. 1975, č. 1
- KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy*. Žilina : Vysoká škola dopravy a spojov, 1991. 169 s. ISBN 80-7100-057-4
- JENČÍK, J., KUHN, L. a kol. *Technická měření ve strojnictví*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1982. 580 s.
- PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987. 623 s.
- ZINĚVIČ, V.D., GEŠLIN, L.A. *Poršněvyje i šestěřjennyje pněvmodvigatěli*. Moskva 1980
- BORISENKO, K.S. *Pněvmatičeskije dvigatěli gornych mašin*. Ugletěchisdat Moskva 1958.
- BARTH, H. J.: Druckluftmotoren in Theorie und Anwendungen. In *Olhydraulik und Pneumatik*, r. 1985, č.3, str.193-201
- Pneumatik-Kompendium*. Atlas Copco. VDI Verlag Dusseldorf, 1967. 235 str.
- Katalogy a prospekty firem: Parker, Deprag, Tonson

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.**

Konzultant diplomové práce: Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HUBERT, T. *Ověření pracovních charakteristik pneumatického radiálního pístového motoru: diplomová práce*. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2013, 59 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc.

Diplomová práce se zabývá ověřením pracovních charakteristik zadaného pneumatického radiálního pístového motoru Parker P1V-P012FO1800. Tato práce uvádí základní rozdělení pneumatických rotačních motorů a jejich použití se speciálním zaměřením na pístové motory. V další části je uveden přehled základních výpočtových vztahů a charakteristik, podle kterých je proveden následný výpočet hlavních parametrů zadaného motoru. Rovněž je popsána metodika měření charakteristik a projekt zkušebního zařízení pro zadaný motor. V závěrečné části diplomové práce je provedena realizace měření a její charakteristiky. Jako poslední bod proběhlo porovnání naměřených charakteristik s vypočtenými a charakteristikami uvedenými v katalogu výrobce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HUBERT, T. *Verification of Performance Characteristics of Pneumatic Rotary Piston Engine Parker: Master Thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2013, 59 p. Thesis head: Kopáček, J.

This master thesis deals with the verification of the performance characteristics specified in pneumatic radial piston engine Parker P1V-P012FO1800. This thesis presents the basic division of pneumatic rotary engines and their usage with special concentration on reciprocating engines. The next part provides an overview of basic computational relationships and characteristics by which a subsequent calculation of the main parameters specified engine. It also describes the methodology of measurement of project and test equipment for the specified motor. In the final part of the thesis is the implementation of a measurement and its characteristics. The last point was compared with the calculated measured characteristics and the characteristics listed in the manufacturer's catalog.

Obsah

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	3
ÚVOD	5
1. TYPY PNEUMATICKÝCH ROTAČNÍCH MOTORŮ A JEJICH PARAMETRY	6
1.1 Pístové pneumatické motory	7
1.2 Základní charakteristiky pneumatických motorů různých typů	8
1.3 Základní výpočty	9
1.4. Výhody a nevýhody pneumatických motorů.....	10
1.5. Oblasti použití rotačních pneumatických motorů	12
2. RADIÁLNÍ PÍSTOVÉ MOTORY	15
2.1. Princip činnosti	15
2.2. Pneumatický motor s klikovým mechanismem.....	16
2.3. Pneumatický motor s kulisovým mechanismem:.....	17
2.4 Pneumatický motor s křivkovou oběžnou dráhou	19
2.5. Princip rozvodu radiálního pístového motoru s klikovým mechanismem	20
3. PŘEHLED ZÁKLADNÍCH VÝPOČTOVÝCH VZTAHŮ A CHARAKTERISTIK PNEUMATICKÉHO PÍSTOVÉHO MOTORU.....	21
3.1. Výpočtové parametry pro rotační pneumatické motory.....	21
3.2. Účinnost pneumatického motoru	22
3.3 Moment motoru a jeho závislost na otáčkách - $M(n)$	24
3.4. Výkon motoru a jeho závislost na otáčkách - $P(n)$	25
3.5. Spotřeba vzduchu motoru a jeho závislost na otáčkách - $Q(n)$	26
3.6. Komplexní charakteristika pneumatického motoru.....	28
4. VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ RADIALNÍHO PÍSTOVÉHO MOTORU	31
4.1 Výpočet hlavních parametrů	31
5. NÁVRH ZKUŠEBNÍHO OBVODU PRO MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK PNEUMATICKÉHO MOTORU	36
5.1 Metodika měření momentové charakteristiky pneumatického motoru v závislosti na otáčkách:	37

5.2	Metodika měření výkonové charakteristiky pneumatického motoru v závislosti na otáčkách ...	38
5.3	Metodika měření průtokové charakteristiky pneumatického motoru v závislosti na otáčkách..	39
6.	REALIZACE MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK MOTORU PARKER.....	39
6.1	Zkušební měření	42
7.	POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH CHARAKTERISTIK S VYPOČTENÝMI A CHARAKTERISITKAMI UVEDENÝMI V KATALOGU.....	47
8.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	51

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

značka	název	jednotka
A	práce	N.m
D	průměr	m
F	síla	N
H	zdvih	m
L	délka	m
M	točivý moment	N.m
P	příkon, výkon	W
Q	objemový průtok, spotřeba vzduchu	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
R	poloměr	m
S	plocha	m^2
T	termodynamická teplota	K
V	objem	m^3
a	zrychlení	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
d	průměr	m
i	počet činných subjektů	1
m	hmotnost	kg
n	otáčky	s^{-1}
n	polytropický exponent	1
p	tlak, přetlak	Pa
q	specifická spotřeba vzduchu	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{kW}$
r	poloměr	m
s	vzdálenost	m
t	teplota	$^{\circ}\text{C}$
u	rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	měrný objem	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
x	vzdálenost	m
indexy		
α	úhel natočení	$^{\circ}, \text{rad}$
δ	součinitel poměrného plnění	1
η	účinnost	%, 1
φ	úhel natočení	$^{\circ}, \text{rad}$
ω	úhlová rychlost	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$

DÚ	dolní úvrať
HG	hydrogenerátor
HM	hydromotor
HÚ	dolní úvrať
M	motor
P	pneumatický
PM	pneumatický motor
Q	průtokový
abs	absolutní
atm	atmosferický

ÚVOD


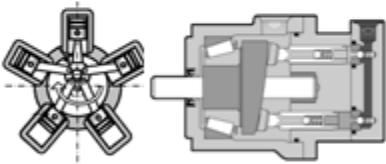

Pneumatické mechanismy jsou vedle mechanismů hydraulických ,elektrických významným prostředkem, uplatňujícím se při konstrukci mnoha zařízení. Tyto motory mají široké využití v nejrůznějších průmyslových odvětvích. Pro jejich vhodné použití je nutné znát jejich výhody a nevýhody. Přes rostoucí trend vývoje hydraulických mechanismů a výraznou část jejich elektronizace, má jejich výroba a použití stále vzestupnou tendenci. V průmyslově vyspělých zemích se výrobě pneumatických prvků a její aplikaci věnuje značná pozornost srovnatelná s hydraulickými mechanismy.

Výrobou pneumatických rotačních motorů se zabývá mnoho velkých společností, jako jsou např. SMC, Festo, Parker atd. Ke zjišťování pracovních parametrů se používají zařízení s moderními snímači, které nám umožňují snímat různé veličiny. Cílem diplomové práce je ověřit pracovní parametry při zátěži pro zadaný rotační pístový motor.

1. TYPY PNEUMATICKÝCH ROTAČNÍCH MOTORŮ A JEJICH PARAMETRY

Pneumatické rotační motory patří do kategorie objemových motorů, tlaková energie tedy vzduch se předává buď na píst, bok zubu nebo lamelu, který zde slouží jako pohyblivý pracovní prvek, můžou vykonávat buď vratný nebo rotační pohyb.

Mezi pneumatické motory s rotačním pohybem patří motory pístové, zubové a lamelové. Každý. Všechny uvedené konstrukční typy patří jak již bylo řečeno do kategorie objemových motorů. Pístové motory se dále rozdělují na motory jejich píst koná pohyb kolmo k ose rotace (radiální) a pohyb rovnoběžný s osou rotace (axiální). Z důvodu velmi malé celkové energetické účinnosti ve srovnání s ostatními pohony (elektrické, hydraulické), se tyto motory používají velmi zřídka jako hnací stroje.[1]

TYP	SCHÉMA	PRACOVNÍ PARAMETRY		
		VÝKON [kW]	OTÁČKY [min^{-1}]	SPEC. SPOTŘEBA [$\text{m}^3_{\text{N}} \text{ kW}^{-1} \text{ min}^{-1}$]
zubový		1,5 - 15	1450 - 3000	0,65 - 1
ozubení přímé				
ozubení šikmé		10 - 40	1450	0,58 - 0,83
ozubení šípové		20 - 60	1450	0,58 - 0,83
pístový		0,2 - 15	400 - 1500	0,8 - 1,2
radiální				
axiální		0,5 - 5	400 - 1000	1,5 - 0,75
lamelový		0,1 - 5	1000 - 50 000	1 - 2,5

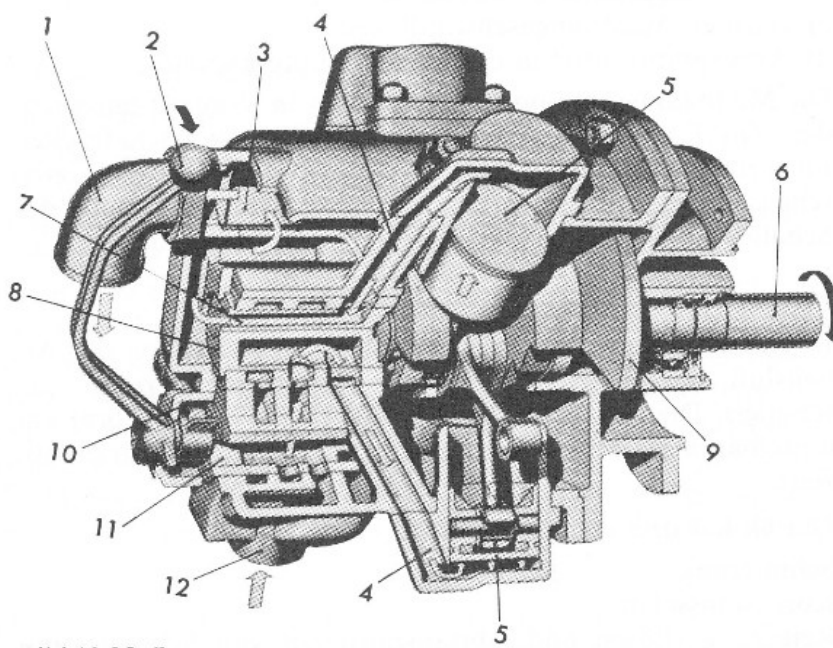
Obr. 1.1 Přehled typů pneumatických motorů.

Jak lze vidět na obr.1.1 mezi základní parametry pneumatických motorů jsou výkon P , otáčky n a spotřeba vzduchu Q . Jako další důležité parametry pneumatických motorů jsou jejich celkové účinnosti η_c , které se pohybují mezi 0,3-0,4 podle uvedených typů motorů, z toho účinnost 0,4 náleží pístovým motorům. To je zapříčiněno jejich lepším utěsnění pracovního prostoru. Tyto účinnosti pneumatických motorů se důsledkem opotřebení během provozu snižují a s tím klesá také jejich výkon, otáčky a dochází k zvýšení spotřeby vzduchu.[7]

1.1 Pístové pneumatické motory

Tyto motory pracují na principu s vratným pohybem pístů pohybujících se ve válcích, uspořádaných kolem osy rotace motoru radiálně (hvězdicově). Je zde využito klikového mechanismu, nebo mechanismu s excentrem, který umožňuje dosažení vysokého záběrového momentu. Dalšími typy uspořádání mohou být pneumatické motory s válci v řadě, v uspořádání do V, ploché motory s písty proti sobě a také motory s axiálními písty.

Minimální objemové ztráty patří k velkým výhodám těchto pneumatických motorů, protože se písty ve válcích dají dobře utěsnit. Konstrukce těchto motorů je ve srovnání s dalšími typy složitější z důvodu nutnosti přesného řízení průtoku jak stlačeného, tak i odpadního vzduchu u každého z válců. Nejčastěji se používá rotačního válcového šoupátka, jehož pohyb je odvozen od pohybu hřídele motoru.[7]

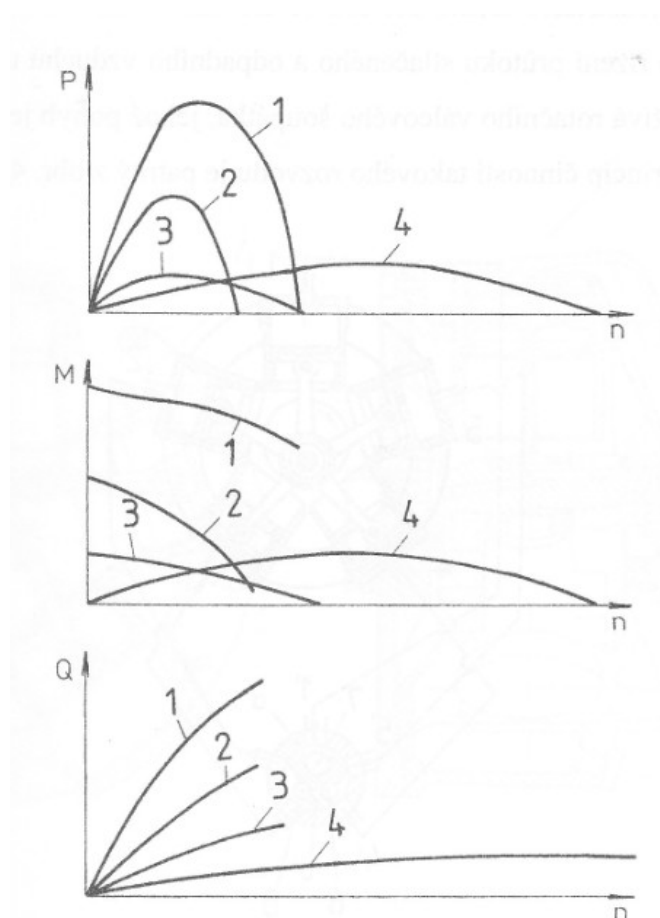


Obr. 1.2 Radiální pístový pneumatický motor[10]

(1-výfukový otvor, 2-startovací páka, 3-výfukové motory, 4- vrtání válce, 5- píst, 6-kliková hřídel, 7-první výfukový motor, 8-rotační šoupátko, 9-přívod vzduchu(v opačném směru otáčení: druhý otvor pro odvod) , 10-vratná pružina, 11-startovací ventil, 12-přívod vzduchu)

1.2 Základní charakteristiky pneumatických motorů různých typů

Mezi důležité parametry pneumatického motoru patří hodnota záběrového momentu, tj. momentu při $n_M=0$. To znamená že u většiny případů použití pneumatických motorů dochází při rozběhu k plnému zatížení. Nejvyšších hodnot záběrového momentu dosahují motory zubové s šikmým ozubením, pístové a lamelové, a to $M_{\max}=(1,5 \text{ až } 2) M_n$. U typu zubových motorů přímými a šikmými zuby je to $M_{\max}=(1,15 \text{ až } 1,2) M_n$. Z tohoto důvodu je nutné u pohonu strojů s velkým záběrovým momentem motory asi o 25 až 30 % předimenzovat. viz. obr.1.3, kde jsou zakresleny charakteristiky různých pneumatických motorů.



Obr. 1.3 Charakteristiky pneumatických motorů různých typů. pneumatické mechanizmy[9]

(1-zubové motory, 2-radiální pístové motory, 3-axiální pístové motory, 4-lamelové motory)

1.3 Základní výpočty

Určení geometrického objemu za jednu otáčku

$$V_g = \frac{P_e}{n \cdot p_i \cdot \eta_m} [m^3] \quad (1.1)$$

n ... otáčky motoru $[\text{min}^{-1}]$

η_m ... mechanická účinnost $[1, \%,]$

P_e ... skutečný výkon $[W]$

Efektivní výkon motoru

$$P_e = V_g \cdot n \cdot p_i \cdot \eta_m \cdot \eta_i [W] \quad (1.2)$$

p_i ... střední indikovaný tlak $[Pa]$

η_m ... mechanická účinnost $[1, \%,]$

η_i ... indikovaná účinnost $[1, \%,]$

Točivý moment:

$$M_e = \frac{P_e}{2\pi \cdot n} \cdot \eta_m [Nm] \quad (1.3)$$

Spotřeba vzduchu:

$$Q_N = p_{1abs} \cdot V_g \cdot n \cdot \eta_Q [m^3 \cdot \text{min}^{-1}] \quad (1.4)$$

δ ... poměrné plnění $[1]$

1.4. Výhody a nevýhody pneumatických motorů

Využití pneumatických motorů je poměrně malé a to z důvodů velmi nízké energetické účinnosti pneumatického pohonu. Tento poznatek vychází z praktického srovnání běžně užívaných pohonů elektrických, hydraulických či spalovacích.

Výhody:

Jednoduchost výroby a konstrukce

Pneumatické mechanismy mají jednoduchou a technologicky nenáročnou výrobu prvků bez zvláštních nároků na materiál a opracování. Výroba některých částí i celých dílů z hliníkových slitin a plastových hmot velmi usnadňuje výrobu a redukuje hmotnost prvků. Tato konstrukční výhoda má pozitivní vliv na výslednou cenu motoru

Možnost práce ve specifickém prostředí

U pneumatických mechanismů je zaručena bezpečnost provozu i ve výbušném a zápalném prostředí (hlubinné doly, nábytkářský průmysl, chemický průmysl a mnohé další). Vyznačuje se dále čistotou provozu, kdy díky této vlastnosti se používá v potravinářském, textilním a farmaceutickém průmyslu. Oproti hydraulickému obvodu při poruše rozvodu stlačený vzduch nepoškodí stroj ani okolní prostředí. Práce pneumatického mechanismu je také možná v prostředí, kde jsou velké teplotní rozdíly.

Výroba a manipulace s pracovním médiem

Výroba stlačeného vzduchu a je zpravidla v průmyslových závodech centrální, s možností zajištění dobré účinnosti a kvality dodávaného vzduchu. Velkou výhodou jsou mobilní kompresorové stanice, které nám umožňují využití pneumatických mechanismů na místo, kde není k dispozici elektrická energie. Rozvod stlačeného vzduchu se realizuje pomocí trubky nebo hadice s jednoduchým připojením. Stlačený vzduch je po předání energie v mechanismu zpět vyfukován do ovzduší, což zlepšuje větrání a ochlazování okolního pracovního prostředí.

Přetížitelnost

Pneumatický mechanismus je možné přetížit tak, až dojde k jeho úplnému zastavení bez nebezpečí poškození. U centrálního rozvodu stlačeného vzduchu při přetížení nedochází k energetickým ztrátám oproti hydraulickým mechanismům kdy při přetížení se maří energie v pojistném ventilu.

Tlumení rázů

Pneumatický motor se oproti jiným druhům motorů lépe přizpůsobuje provozu. V průběhu pracovního cyklu dochází k častým značným změnám zatížení, ke kmitání, vibracím apod. Je to dáno stlačitelností vzduchu, díky této vlastnosti nám v obvodu nebudou vznikat tlakové rázy, které by mohly poškodit motor.

Nevýhody:

Účinnost

Největší nevýhodou pneumatických mechanismů je jejich malá celková účinnost ($\eta_p = 0,15 - 0,20$) na rozdíl od pohonů hydraulických ($\eta_H = 0,88$), nebo elektrických ($\eta_E = 0,92$). Ještě nižší účinnosti u pneumatických pohonů lze dosáhnout, použije-li se místo elektrického motoru motor spalovací ($\eta_{SM} = 0,35$).

Úprava vzduchu

Pro spolehlivou činnost pneumatických mechanismů musí být vzduch zbaven všech nečistot, vlhkosti a vody. V opačném případě musíme vzduch přimazávat olejovou mlhou k zajištění mazání pohybujících se prvků pneumatického mechanismu.

Hlučnost

Nadměrný hluk vzniká při expandování vzduchu na výstupu z pneumatického prvku. Snížení tohoto jevu můžeme docílit použitím tlumičů hluku.

Tuhost mechanismu

Stlačitelnost vzduchu, která nám zajišťuje výhodu při tlumení rázu nám také přináší jistou nevýhodu v podobě tuhosti mechanismu. Proto je obtížná rychlostní regulace a souslednost pohybů.

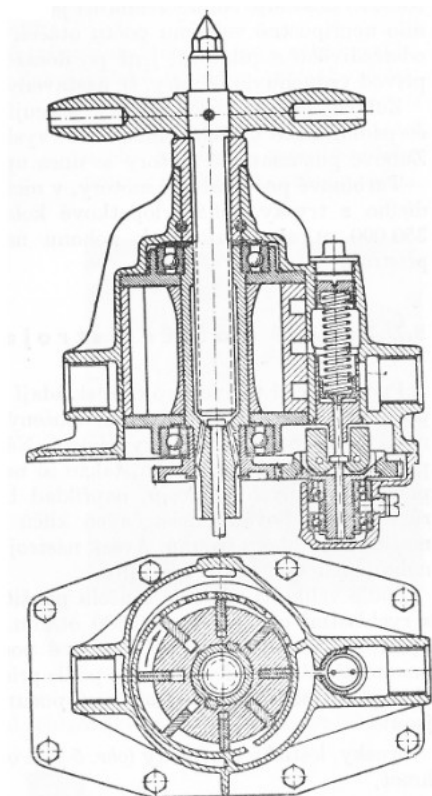
vlastnosti	pneumatický motor	hydraulický motor	elektrický motor	elektrický motor s regulací	elektrický motor s regulací se zpětnou vazbou
bezpečnost při přetížení	***	***	*	**	***
zvýšení momentu při stoupající zátěži	***	**	*	**	***
snadná regulace momentu	***	***	*	*	***
snadno měnitelné otáčky	***	***	*	***	***
snadná regulace výkonu	***	***	*	**	***
spolehlivost	***	***	***	***	***
robustnost	***	***	*	*	*
cena instalace	***	*	**	**	**
servis	***	**	*	*	*
šetrný k životnímu prostředí	***	***	*	*	*
bezpečný ve výbušném prostředí	***	***	*	*	*
bezpečný v prostředí elektroinstalace	***	***	*	*	*
nebezpečí při průsaku oleje	***	*	***	***	***
hmotnost	**	***	*	**	*
výkonová hustota	**	***	*	*	*
velikost momentu úměrná rozměrům	**	***	*	*	*
hluk během provozu	*	***	**	**	**
energetická účinnost	*	**	***	***	***
servisní intervaly	*	**	***	***	***
pořizovací cena	*	*	***	***	**
přesnost regulace otáček	*	**	*	**	***
dynamická regulace	*	*	*	*	***
kommunikace, automatizace	*	*	*	***	***
* = dobře ** = velmi dobře *** = vynikající					

Tab. 1.1 Porovnání vlastností jednotlivých pohonů uvedené v katalogu Parker[15]

1.5. Oblasti použití rotačních pneumatických motorů

Pneumatických rotačních motorů se jako hnacích strojů používá poměrně málo. Je to z velké části způsobeno teoreticky i prakticky ověřeným poznatkem o velmi nízké energetické účinnosti pneumatického pohonu. Tento názor také vychází z praktického srovnání běžně používaného pohonu elektrického a dnes také hydraulického s pohonem pneumatickým, přičemž kritériem je poměr výstupního výkonu na hřídeli motoru ke vstupnímu výkonu na svorkách elektromotoru. Nebudeme-li předpokládat vložený převod mezi motor a hnaný stroj, bude u elektrického pohonu účinnost zřejmě nejvyšší.

K pohonům nástrojů, tak i k nejružnějším speciálním účelům (brusky, leštičky, šroubováky) se dnes téměř výhradně používá točivých motorů. Pístové motory se většinou ještě vyskytují u starších přístrojů.



Obr. 1.4 Pneumatický křídlový motor ((Böhler)

Křídlové motory s lamelami se svou konstrukcí podobají rotačním křídlovým kompresorům. Rotor je uložen v tělese výstředně, lamely jsou vytlačovány ven odstředivou silou a utěsňují mezeru mezi tělesem a rotorem. Stlačený vzduch se vede do prostoru mezi dvěma lamelami a působí na lamelu více vyčnívající z rotoru větší silou než na méně vyčnívající lamelu. Tím vzniká točivý moment na hřídeli rotoru. Stlačený vzduch v rotačních strojích tohoto druhu expanduje na menší tlak než v pístových strojích. Proto se v křídlových motorech s lamelami přes větší ztráty netěsnosti dosahuje stejné účinnosti jako u motorů pístových.[5]

Příklady použití radiálních pístových motorů:

- brusky, leštičky, vrtačky
- pohon jeřábových koček
- nůžky na plech

- pohon čerpadla pro dopravu kapalin
- dopravníky
- míchadla
- lanové vrátky
- nástroje používané v důlním průmyslu



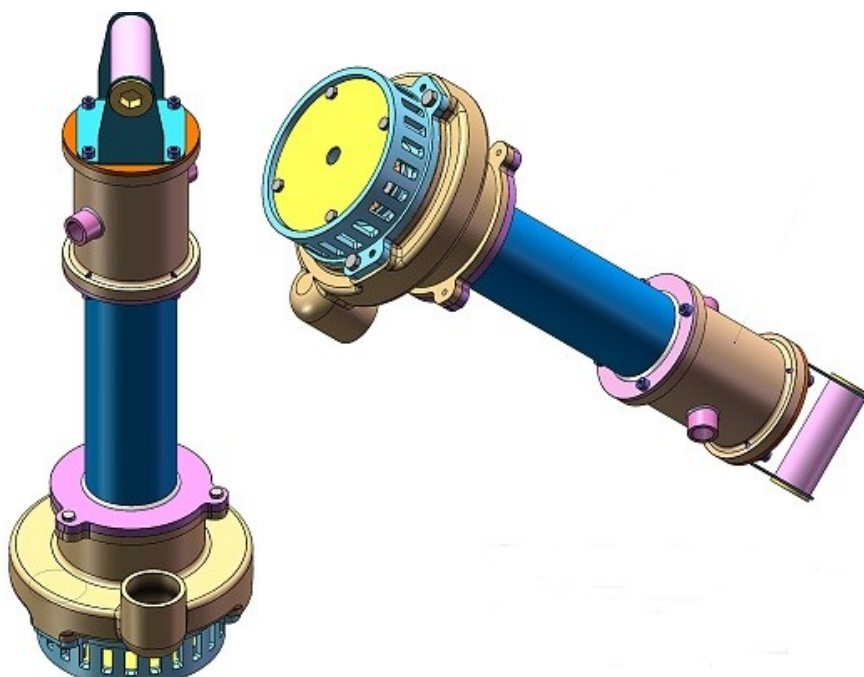
Obr. 1.5 Pneumatické míchadlo EST PM 504[14]



Obr. 1.6 Pneumatická bruska Aircraft WST PRO [16]



Obr. 1.7 Pneumatický naviják Tesort[18]



Obr. 1.8 Pneumatické odstředivé čerpadlo CPO 40[19]

2. RADIÁLNÍ PÍSTOVÉ MOTORY

2.1. Princip činnosti

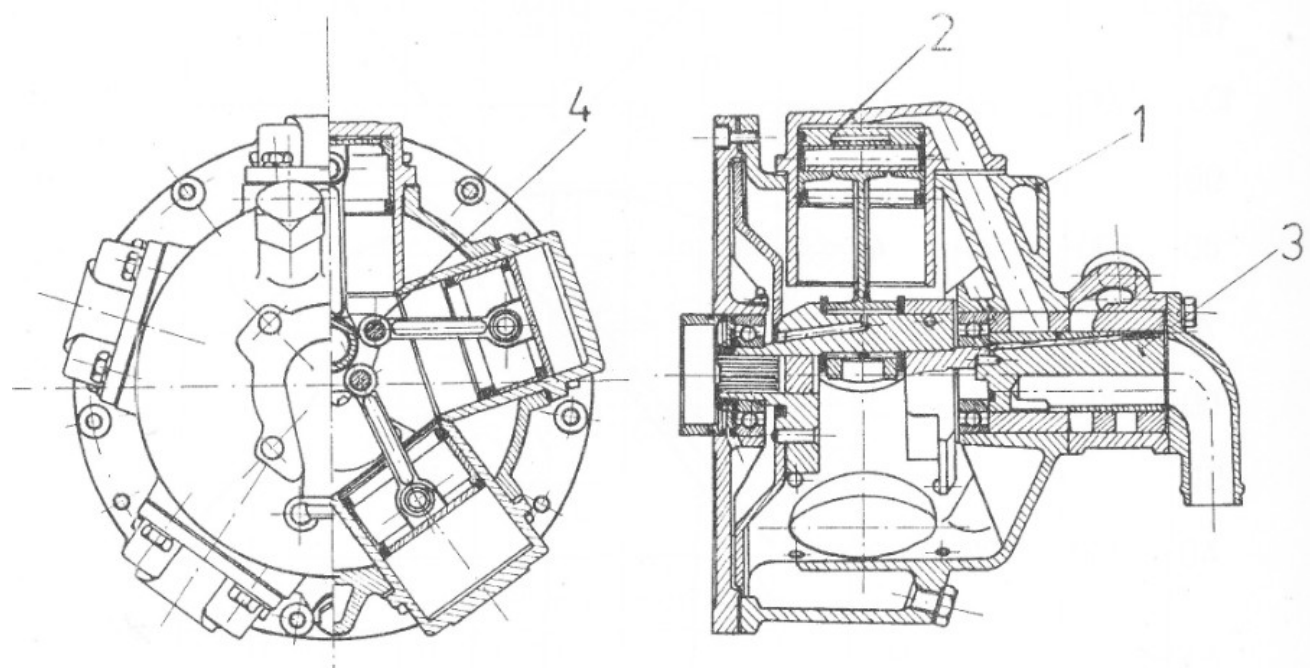
Tyto pneumatické motory se vyrábí v několika možných provedeních. Tato provedení jsou s klikovým a kulisovým mechanismem, a také provedení s křivkovou oběžnou dráhou.

2.2.Pneumatický motor s klikovým mechanismem

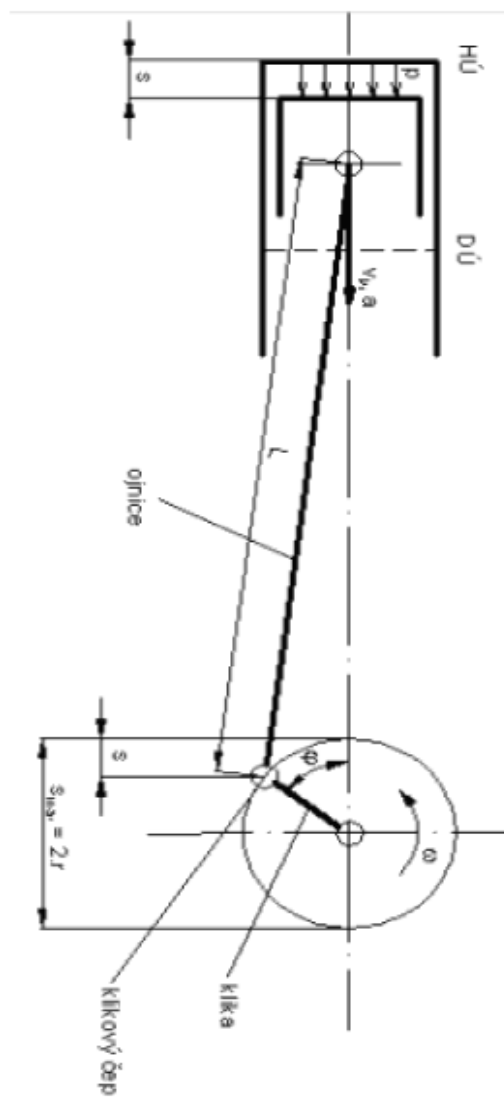
Tyto motory pracují s vratným pohybem pístu umístěných ve válcích. Válce jsou uspořádány kolem osy rotace motoru radiálně (hvězdicově). Pohyb se přenáší pomocí klikového mechanismu, který umožňuje dosažení vysokého záběrového momentu. Kromě tohoto nerozšířenějšího uspořádání válců existují také pístové motory s válci v řadě, uspořádání do V a také s písty proti sobě.

Radiální pístové motory se vyrábějí v rozsahu výkonů od několika stovek W do několika desítek kW, nejčastěji však pro výkony od 2 do 15 kW.

Optimální rozsah otáček je od 360 do 1500 min⁻¹, pracovní tlak 4 až 6 bar.[2]



Obr.2. 1 Schéma radiálního pístového pneumomotoru [12]
(1-blok motoru, 2-píst, 3-rozvodné šoupátko, 4-klikový mechanismus)

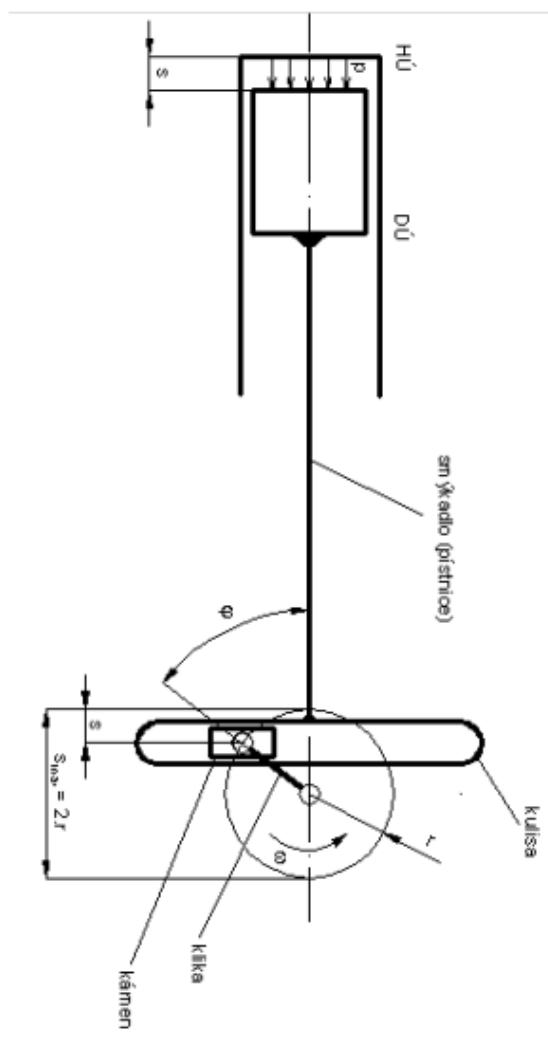


HÚ.....	horní úvrat'
DÚ.....	dolní úvrat'
φ	úhel natočení [$^{\circ}$, rad]
ω	úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

Obr. 2.2 Kinematické schéma klikového mechanismu

2.3. Pneumatický motor s kulisovým mechanismem:

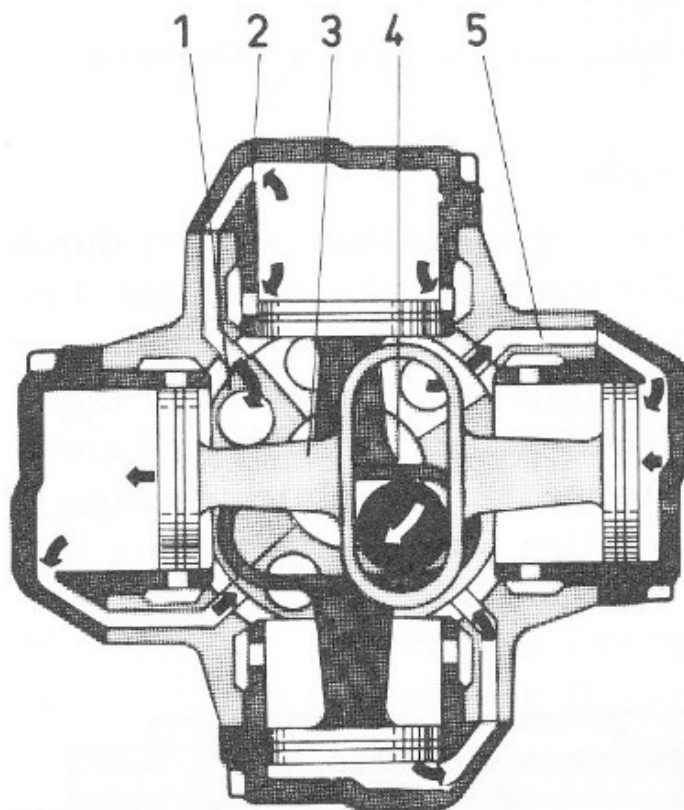
Hlavní součástí u těchto motorů je pravoúhlá kulisa. Tento mechanismus s pravoúhlou kulisou slouží ke změně z otáčivého pohybu kliky na přímočarý vratný pohyb pístnice. Průběh rychlosti mezi horní a do dolní úvrati je stejný.



HÚ.....	horní úvrat'
DÚ.....	dolní úvrat'
φ	úhel natočení [$^{\circ}$, rad]
ω	úhlová rychlost [rad.s^{-1}]

Obr. 2.3 Kinematické schéma kulisového mechanismu

U pneumatického motoru s tímto mechanismem jsou klika a kámen nahrazeny excentricky uloženým čepem, který se otáčí okolo osy rotace výstupní hřídele. Tento čep je uložen v kulise, která je pevně spojena s pístnicí. Na tomto čepu jsou uloženy 2 kulisy, které jsou vůči sobě pravoúhlé. To znamená, že první kulisa koná horizontální pohyb, druhá pak pohyb vertikální.

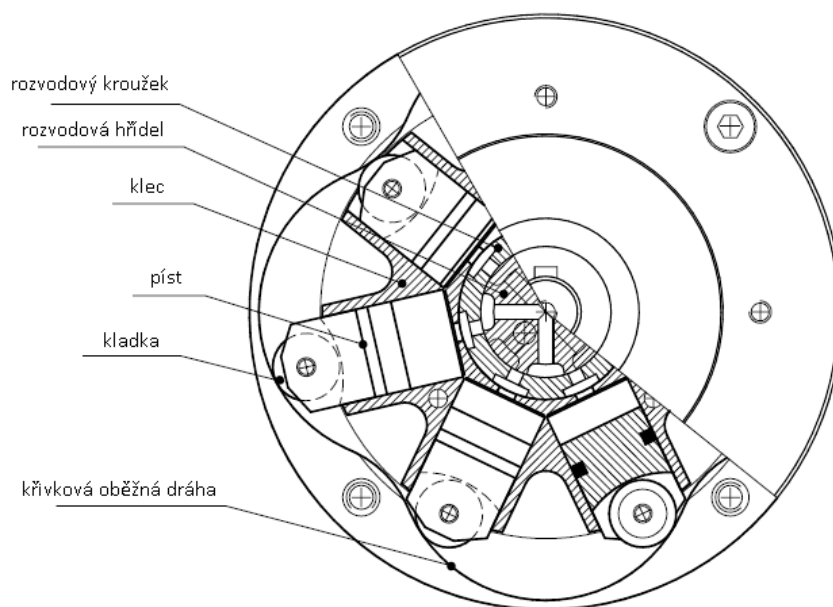


Obr. 2.4 Schéma pneumatického motoru s kulisovým mechanismem[10]

(1-kliková hřídel s otočným ventilem, 2-válec, 3-kulisové vedení s dvojitým pístem, 4-čep kliky, 5-přívod vzduchu do válce)

2.4 Pneumatický motor s křivkovou oběžnou dráhou

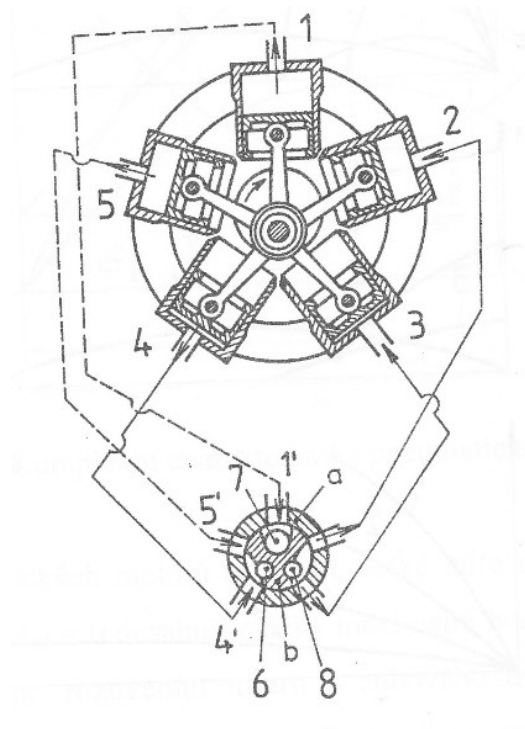
Použitý typ pneumatického motoru pracuje na principu bez klikové hřídele a pístnice. Písty jsou uspořádány hvězdicově a pohybují se po křivkové oběžné dráze uvnitř krytu motoru. Stlačený vzduch je dodáván přes rozvodový mechanismus od středu přímo pod jednotlivé písty. Toto zajišťuje automatickou aktivaci pístu. Píst ovládá kroužek, který je připojen ke kleci pístu a je uložen přímo na hřídeli. Během rotace vzduchu se bude do pístu střídát přívod a odvod. Okamžitá změna smyslu otáčení se realizuje změnou směru proudění vzduchu. Tři ze sedmi pístů se vždy podílí na vytvoření otáček a kroutícího momentu. Na konci každého pístu se pohybuje kladka po oběžné křivce z nejvyššího k nejnižšímu bodu křivky. Tím docílíme nízké hladiny tření, malému hluku a vysoké životnosti. V porovnání se standardními pneumatickými motory se tyto pohony vyznačují velkým kroutícím momentem při nízkých otáčkách a malé spotřebě vzduchu.



Obr. 2.5 Schéma pneumatického motoru s křivkovou oběžnou dráhou.[17]

2.5.Princip rozvodu radiálního pístového motoru s klikovým mechanismem

V pouzdře a s pěti otvory, spojenými s příslušnými válci motoru se otáčí válcové šoupátko b s axiálními otvory 6, 7 a 8. Při otáčení klikového hřídele naznačeným směrem otáčí se stejným směrem i šoupátko a využitý vzduch z válců 1, 5 a 4 odchází otvory 1', 5' a 4' v rozvodném pouzdře do kanálů 6 a 7 a odtud do výfuku. Při otáčení ovládá šoupátko postupně vstup a výstup vzduchu pro všechny válce. Při reverzaci otáček motoru se ventilem v přívodu vzduchu k motoru přestaví vstup stlačeného vzduchu z kanálu 8 do kanálu 6, odtud proudí do válců 4 a 5 a válce 1, 2 a 3 se kanály 7 a 8 spojí s výfukem. Tímto , poměrně složitým rozvodem jsou maximální otáčky motoru omezeny na uvedenou hodnotu 1500 min^{-1} .

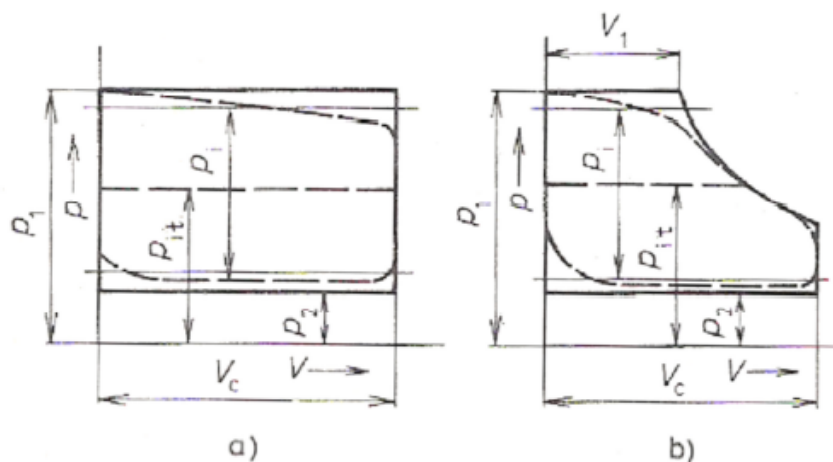


Obr. 2.6 Princip rozvodu radiálního pístového pneumatického motoru [12]

3. PŘEHLED ZÁKLADNÍCH VÝPOČTOVÝCH VZTAHŮ A CHARAKTERISTIK PNEUMATICKÉHO PÍSTOVÉHO MOTORU

3.1. Výpočtové parametry pro rotační pneumatické motory

Důležitým parametrem pro práci motoru je tlak vzduchu, který působí v jeho pracovním prostoru. Pokud má pracovní prostor konečný objem, zobrazuje se indikátorový diagram jako pracovní cyklus motoru v závislosti tlaku na objemu $p(v)$ viz. Obr.3.1 .



Obr. 3.1 Indikátorový diagram pneumatického motoru

(a - plnotlaký motor, b – motor s částečnou expanzí)

U motoru plnotlakého obr. 3.1a) je tlakový vzduch o tlaku p_1 přiváděn do pracovního prostoru po celou dobu jeho změny (zdvih pístu) a u motoru s částečnou expanzí obr. 3.1b) se tlakový vzduch přivádí jenom v části zdvihu tj. V_1 . U motoru tohoto typu se poměr objemu V_1 a V_c vyjadřuje jako stupeň plnění δ a jeho hodnota se pohybuje od 0,45 až 0,7.

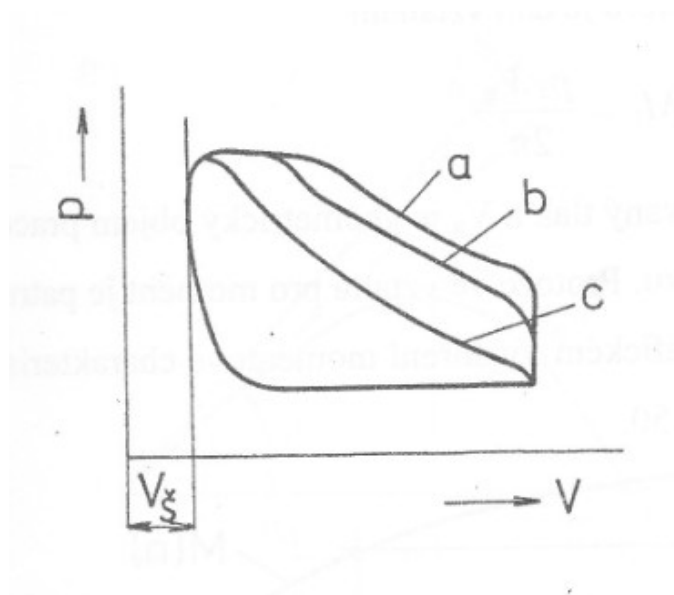
Výpočet indikovaného tlaku p_{it}

$$p_{it} = \delta \cdot p_1 \cdot \frac{n - \delta^{n-1}}{n-1} \quad (3.1)$$

$n=1,25$ pro motory lamelové

$n=1,32$ pro motory zubové a pístové

další změnou indikátorového diagramu je dána škodlivým prostorem v motoru V_s , obr.3.2 , což je objem přivodních kanálů v rozvodu, u pístového motoru také objemem mezi horní úvratí pístu a rozvodným šoupátkem. Vliv na tvar indikátorového diagramu mají také otáčky motoru.



Obr. 3.2 Skutečný indikátorový diagram pneumatického motoru při různých otáčkách[9]

$$n_a < n_b < n_c$$

3.2. Účinnost pneumatického motoru

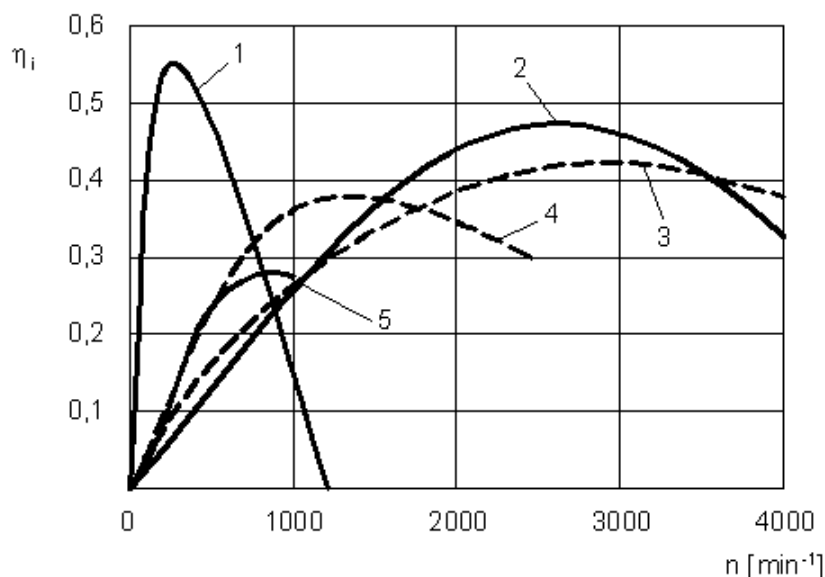
Celková účinnost η_c pneumatického motoru je dána součinem účinnosti mechanické η_m a účinnosti indikované η_i .

Mechanická účinnost η_m je dána poměrem skutečné práce A_e a indikované práce A_i (nebo skutečného a indikovaného výkonu)

$$\eta_m = \frac{A_e}{A_i} \quad (3.2)$$

Indikovaná účinnost η_i je dána poměrem skutečné práce A_i a teoretické práce .

$$\eta_i = \frac{A_i}{A_t} \quad (3.3)$$



1 - pístový motor, 2 - lamelový motor, 3 - zubový motor s ozubením šípovým, 4 - zubový motor s ozubením šikmým, 5 - zubový motor s ozubením přímým

Obr. 3.3 Indikovaná účinnost pneumatického motoru

Hodnoty indikované účinnosti jsou poměrně nízké, v rozmezí 0,3 až 0,55 při jmenovitých parametrech motoru a značně proměnné podle typu pneumomotoru a jeho otáček viz obr.3.3

Celková účinnost η_c

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_i = \frac{A_e}{A_i} \cdot \frac{A_i}{A_t} = \frac{A_e}{A_t} \quad (3.4)$$

Rozsah mechanických účinností:

- pro pneumatické pístové motory $\eta_m = 0,85$ až $0,9$
- pro pneumatické zubové motory $\eta_m = 0,90$ až $0,95$
- pro pneumatické lamelové motory $\eta_m = 0,80$ až $0,9$

3.3 Moment motoru a jeho závislost na otáčkách - $M(n)$

Teoretický moment M_t bez zahrnutí mechanických ztrát

$$M_t = \frac{p_i \cdot V_g}{2\pi} \quad (3.5)$$

p_i ...střední indikovaný tlak

V_g ...geometrický objem

Skutečný moment motoru M_M

$$M_M = M_Z - k_M \cdot n_M \quad (3.6)$$

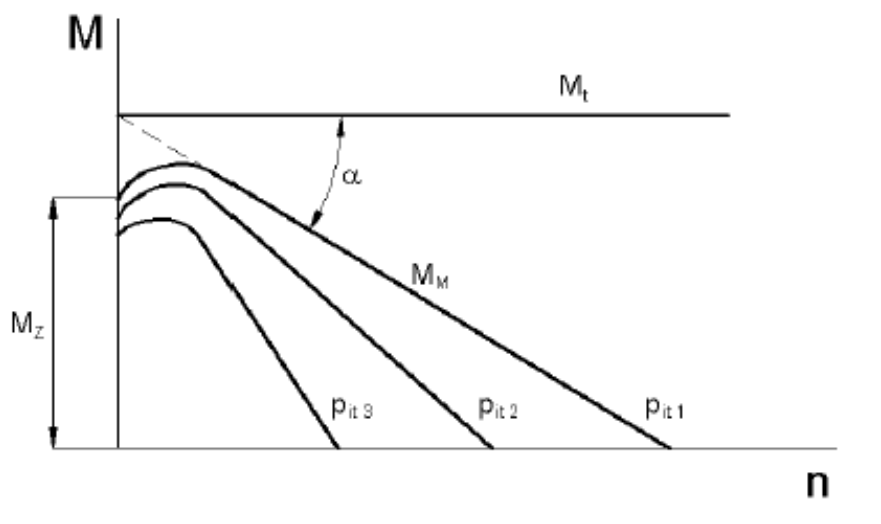
M_Z ...záběrový moment motoru

k_M ...tg úhlu α sklonu přímky skutečného momentu od jeho teoretického průběhu

n_M ...otáčky motoru

$$M_Z = M_t \cdot \eta_m \quad (3.7)$$

kde η_m je mechanická účinnost motoru, pohybující se v rozsahu. $\eta_m = (0,88 - 0,94)$



Obr. 3.4 Momentová charakteristika pneumatického motoru. $p_{it\ 1} > p_{it\ 2} > p_{it\ 3}$

3.4. Výkon motoru a jeho závislost na otáčkách - P(n)

Výkon pneumatického motoru bez uvažování účinnosti je dán vztahem

Teoretický výkon motoru P_t

$$P_t = V_g \cdot \eta_m \cdot p_{it} \quad (3.8)$$

V závislosti teoretického výkonu na otáčkách je přímka vycházející z počátku se sklonem k ose otáček pod úhlem $\alpha = V_g \cdot P_{it}$ viz. obr. 3.5

Výkon motoru při uvažování pouze mechanických ztrát v pneumatickém motoru P'_t

$$P'_t = P_t - P_z = V_g \cdot n_m \cdot p_{it} \cdot \eta_m \quad (3.9)$$

Skutečný výkon P_e :

Skutečný výkon bude při stupni využití tlakového vzduchu v pracovním prostoru pneumatického motoru, vyjádřeným indikovanou účinností, pro kterou závislost na otáčkách

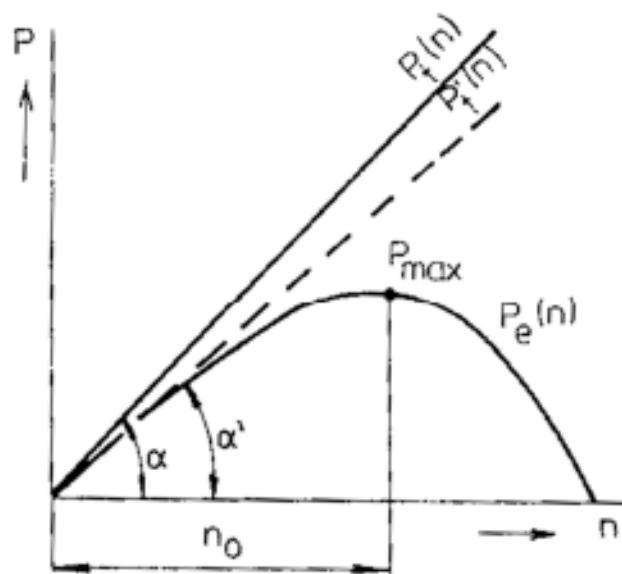
$$\eta_i = 1 - a \cdot \eta_M$$

$$P_e = V_g \cdot n_M \cdot p_{it} \cdot \eta_m \cdot \eta_i = V_g \cdot p_{it} \cdot n_M \cdot \eta_m - V_g \cdot p_{it} \cdot n_M^2 \cdot \eta_m \cdot a \quad (3.10)$$

Závislost skutečného výkonu na otáčkách bude mít parabolický průběh viz., obr. 3.5. Nejvyšší bod této charakteristiky představuje hodnotu maximálního výkonu, jímž motor disponuje. Tento maximální výkon odpovídá určitým otáčkám n_0 , které lze vypočítat z první derivace rovnice pro P_e podle n_M .

$$n_0 = \frac{1}{2a} \quad (3.11)$$

pro různé velikosti pneumatického motoru je součinitel $a = (1,2 \text{ až } 2) \cdot 10^{-2}$



Obr. 3.5 Výkonová charakteristika pneumatického motoru

3.5. Spotřeba vzduchu motoru a jeho závislost na otáčkách - $Q(n)$

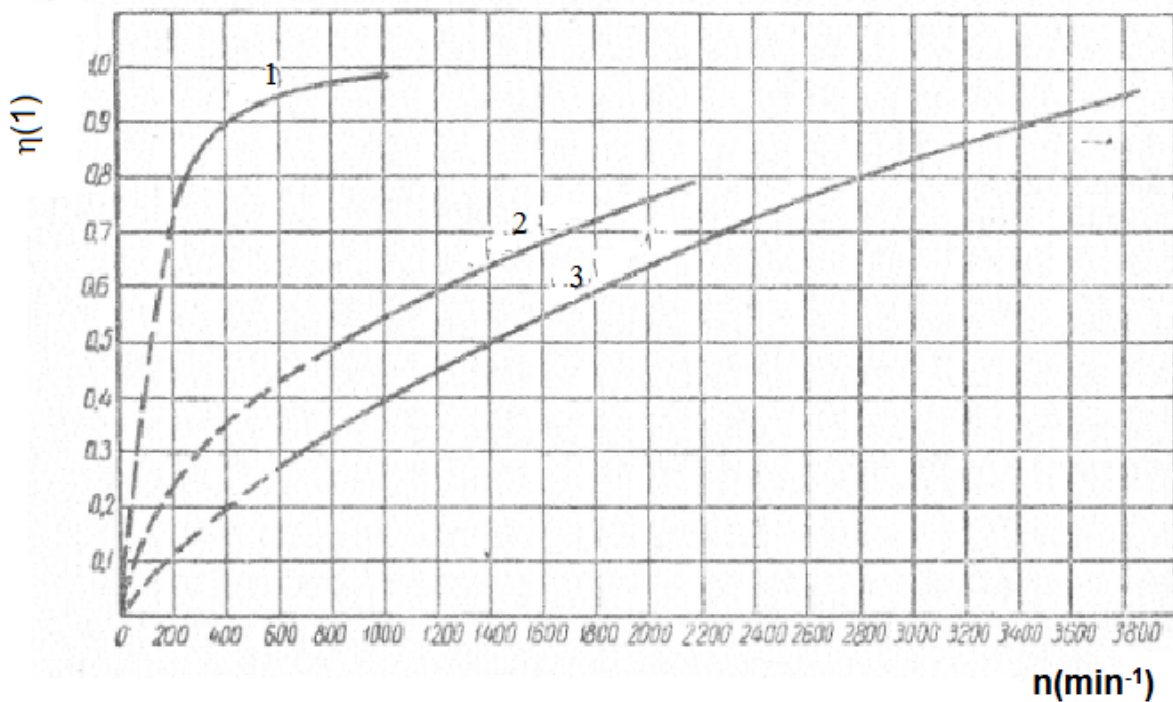
Teoretická spotřeba vzduchu pneumatického motoru Q_t

$$Q_t = V_g \cdot n_m \cdot \delta \quad (3.12)$$

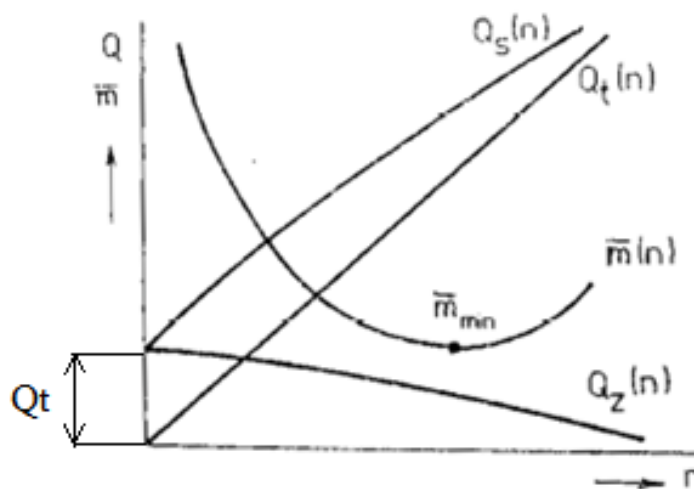
Skutečná spotřeba Q_s vzduchu se zvýší při zahrnutí ztrát netěsnosti pracovních prostorů motoru a je dána vztahem:

$$Q_s = Q_t \cdot \frac{1}{\eta_Q} \quad (3.13)$$

kde η_Q je průtoková účinnost motoru, pohybující se v rozsahu 0,75 – 0,98, viz obr.3.6 Hodnota průtokové účinnosti v závislosti na otáčkách motoru.



Obr.3.6 Závislost průtokové účinnosti na otáčkách .(1- pístový motor, 2-zubový, 3-šípový)[6]



Obr. 3.7 Průtoková charakteristika pneumatického motoru

Bylo zjištěno, že při zvýšení otáček dojde ke snížení ztrát Q_z jak lze poznat z obr.3.7. Z provozních zkušeností byly definovány následné vztahy, pomocí kterých lze skutečnou spotřebu vzduchu rovněž vyjádřit, že skutečná spotřeba vzniká součtem spotřeby teoretické a ztrátové tedy

$$Q_s = Q_t + Q_z$$

Ztráty Q_z jsou závislé na konstrukci motoru, výrobních tolerancích a stupni opotřebení motoru. Z důvodu složitosti vyjádření určitých ztrát se celková hodnota Q_z nejčastěji vyjadřuje jako poměrná část spotřeby Q_N :

$$\text{u nového motoru} \quad Q_z = (0,03 \text{ až } 0,05) Q_N$$

$$\text{u motoru po 1000 h provozu} \quad Q_z = (0,1 \text{ až } 0,15) Q_N$$

$$\text{u motoru značně opotřebovaného} \quad Q_z = (0,2 \text{ až } 0,3) Q_N$$

Z těchto rozmezí hodnot se volí nižší hodnoty pro motory pístové a vyšší hodnoty pro motory zubové a lamelové.

Skutečná spotřeba vzduchu udává hodnotu na jednu kW přenášeného výkonu motorem, který se nazývá specifická spotřeba \bar{m} . Její závislost na otáčkách motoru je znázorněna na obr.3.7.

$$\bar{m} = \frac{Q_{SN}}{P_S} \left[\frac{m^3}{min^{-1} \cdot W} \right] \quad (3.14)$$

Skutečná spotřeba motoru po přepočtu na nasávaný tlak s uvažováním objemových ztrát v rozsahu 3 až 15 %

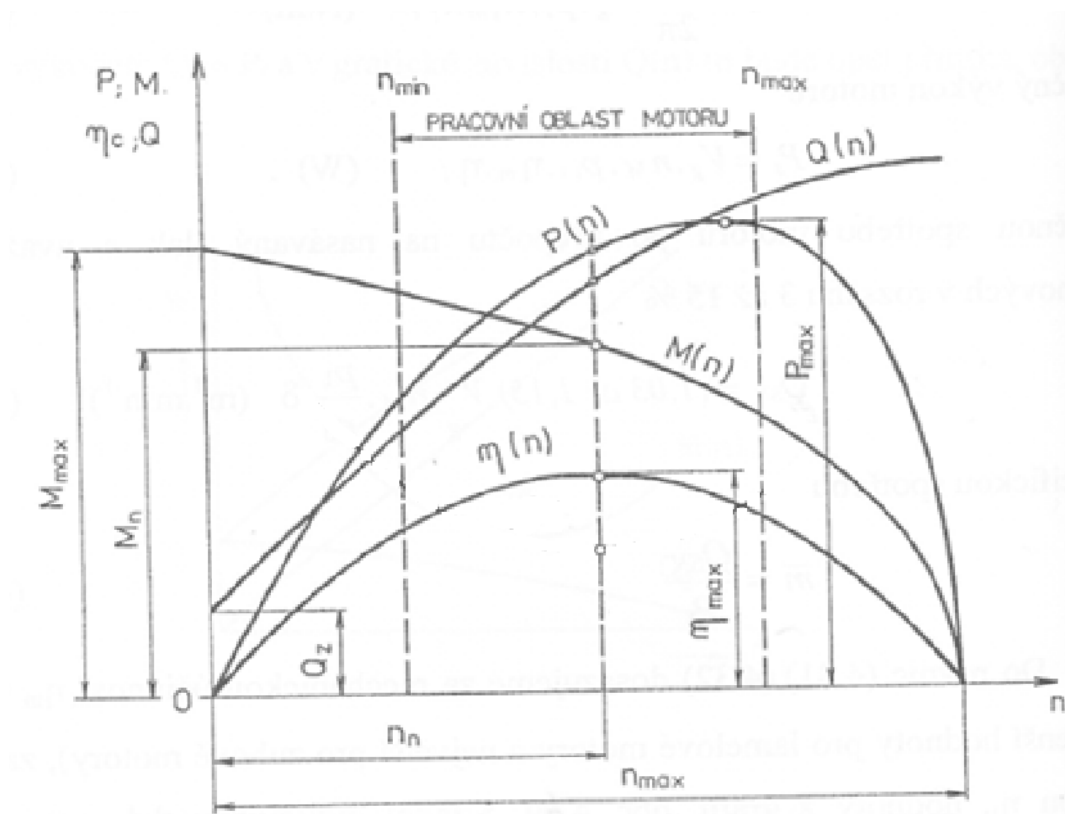
$$Q_{SN} = (1,03 \text{ až } 1,15 \cdot V_g \cdot n_M \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \delta [m^3 \cdot min^{-1}] \quad (3.15)$$

Skutečný výkon motoru

$$P_S = V_g \cdot n_M \cdot p_{it} \cdot \eta_m \cdot \eta_i [W] \quad (3.16)$$

3.6. Komplexní charakteristika pneumatického motoru

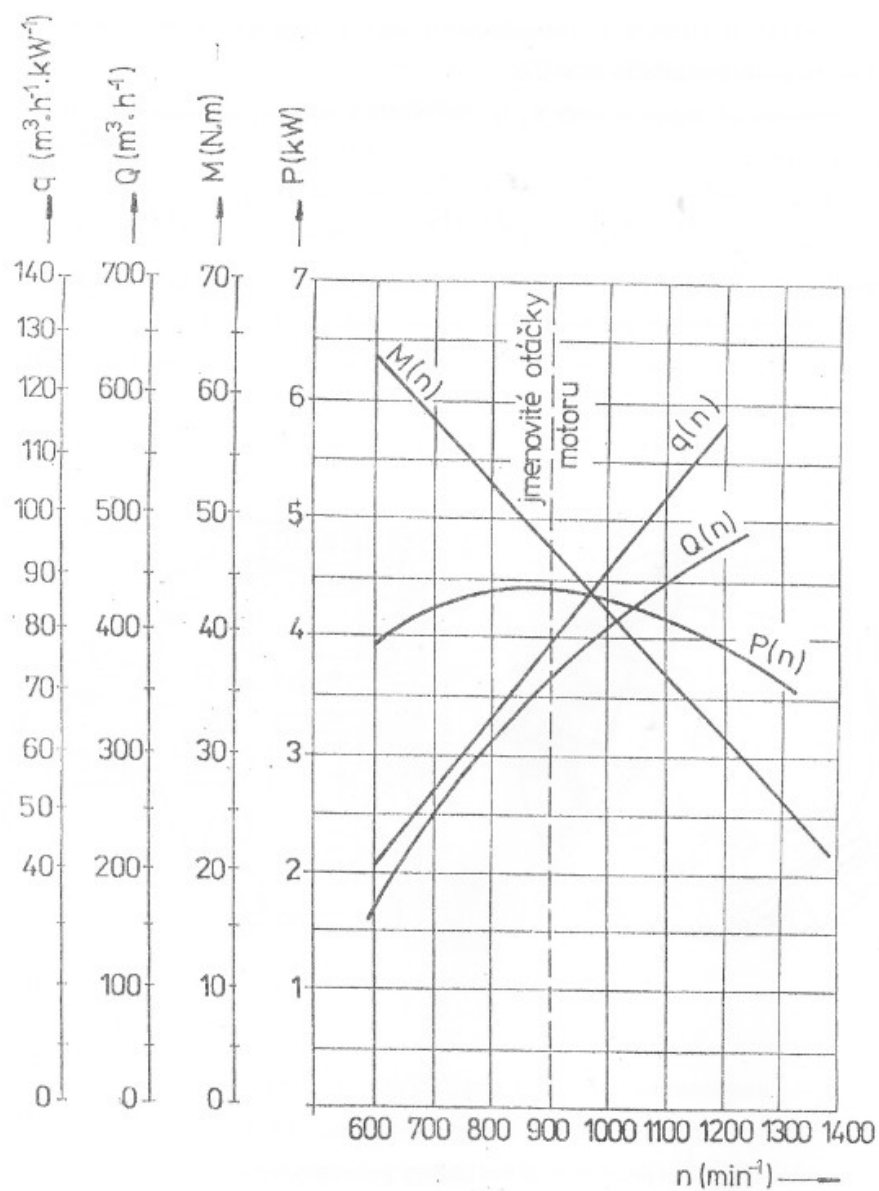
Charakteristika pneumatického motoru, znázorňující závislost momentu, výkonu a spotřeby při konstantním zdroji tlaku na otáčkách je uvedena na obr.3.8



Obr. 3.8 Komplexní charakteristika pneumatického motoru

Výkon pneumatického motoru v závislosti na otáčkách $P(n)$ znázorňuje parabolickou křivku s počátkem v průsečíku souřadnic a s maximální hodnotou, která při dalším zvyšování otáček má klesající tendenci se opět přibližovat k nule. Točivý moment $M(n)$ má maximální hodnotu při nulových otáčkách, nebo otáčkách blízkých nule. S jejich zvyšováním se hodnota momentu snižuje. Spotřeba $Q(n)$ při nulových otáčkách začíná na ztrátové hodnotě Q_z z důvodu netěsnosti motoru. Se zvyšováním otáček hodnota spotřeby stoupá.

K přesnějšímu přiblížení přejdeme z obecné komplexní charakteristiky viz. obr. 3.8 na charakteristiku se skutečnými parametry obr. 3.9

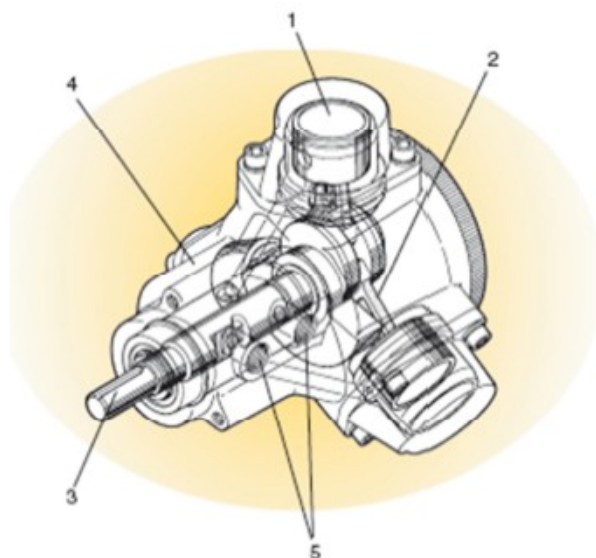


Obr. 3.9 Komplexní charakteristika radiálního pístového pneumomotoru[12]

Na obr. 3.9 je znázorněna komplexní charakteristika radiálního pístového motoru se skutečnými parametry. Tento motor vyrábí např. firma GARDNER Denver pro tyto jmenovité

parametry:	pracovní tlak	$p_n = 5 \text{ bar}$,
	otáčky	$n_n = 900 \text{ min}^{-1}$
	výkon	$P_n = 4,5 \text{ kW}$
	záběrový moment	$M_z = 70 \text{ Nm}$

4. VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ RADIALNÍHO PÍSTOVÉHO MOTORU

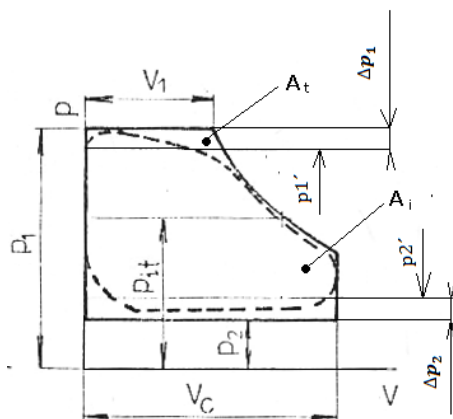


Obr.4.1 Schéma radiálního pístového pneumomotoru [15]
(1. píst, 2. ojnice, 3. hřídel, 4. kryt motoru, 5. připojovací hrdla)

4.1 Výpočet hlavních parametrů

Výpočet je proveden pro zadaný pístový pneumatický motor s parametry uvedenými v katalogu výrobce. Tento motor má jmenovitý výkon $P=0,125$ kW, max. moment $M=1,37$ Nm při max. otáčkách $n=900$ min⁻¹. Předpokládaný absolutní tlak ve vzdušníku je $p_{\text{labs}}=0,6$ MPa a absolutní tlak na vstupu do motoru je $p_1=0,5$ MPa. Atmosférický tlak byl zvolen $p_0=0,1$ MPa a poměrné plnění motoru $\delta=0,7$. S uvažováním průtokových ztrát byla zvolena průtoková účinnost $\eta_Q=0,9$ a mechanická účinnost $\eta_m=0,9$.

Výpočet středního indikovaného tlaku p_{it} $p_1=0,5$ MPa



Ztráty v těsnění volím:

$$\Delta p_1 = (p_1 - p_1') = 15\,000\text{ Pa}$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 = 15\,000\text{ Pa}$$

$$p_2' - \Delta p_2 = p_{at} \Rightarrow p_2' = p_{at} + \Delta p_2 = 1,15\text{ bar} = 115\,000\text{ Pa}$$

$$p_{it} = (P_1' - P_2') = (P_1 - \Delta P_1) - (P_2 + \Delta P_2) = (5 - 0,15) - (1 + 0,15)$$

$$p_{it} = 3,7\text{ bar} = 370\,000\text{ Pa}$$

$$\Delta p = p_{it} \cdot \eta_i = 370\,000 \cdot 0,6 = 2,22\text{ bar} = 222\,000\text{ Pa}$$

Kontrola středního indikovaného tlaku p_{it}

$$p_{it} = \delta \cdot p_1 \cdot \frac{n - \delta^{n-1}}{n-1} - p_0 = 0,7 \cdot 500\,000 \cdot \frac{1,32 - 0,7^{1,32-1}}{1,32-1} - 100\,000 = 367\,976\text{ Pa} \quad (3.1)$$

kde: δ ...hodnota poměrného plnění $\delta=0,45$ až $0,75$. Volím hodnotu $\delta=0,7$

n ...polytropická expanze u pístových a zubových motorů při $n=1,32$, u křídlových motorů při $n=1,2$ až $1,25$

Z naměřených hodnot pneumatického motoru vypočteme geometrický objem V_g

Průměr pístu $D=31,6\text{ mm}$, pracovní zdvih motoru $H=22,2\text{ mm}$, počet válců $i=3$

$$V_g = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot h \cdot i = \frac{\pi}{4} \cdot 0,0316^2 \cdot 0,0222 \cdot 3 = 0,00005223\text{ m}^3 = 52,23\text{ cm}^3 \quad (4.1)$$

Teoretický výkon motoru P_t : $n=900\text{ ot/min}$

$$P_t = V_g \cdot n_m \cdot \Delta p = 5,22 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{900}{60} \cdot 222\,000 = 173,93\text{ W} = 0,1739\text{ kW} \quad (3.8)$$

Efektivní výkon motoru P_e : $\eta_m=0,9$, $a=(1,2\text{ až }2) \cdot 10^{-2} \Rightarrow$ volím $a = 2 \cdot 10^{-2}$

$$P_e = V_g \cdot n_M \cdot p_{it} \cdot \eta_m \cdot \eta_i = V_g \cdot p_{it} \cdot n_M \cdot \eta_m - V_g \cdot p_{it} \cdot n_M^2 \cdot \eta_m \cdot a = 5,22 \cdot 10^{-5} \cdot 222000 \cdot \frac{900}{60} \cdot 0,9 - 5,22 \cdot 10^{-5} \cdot 222000 \cdot \left(\frac{900}{60}\right)^2 \cdot 0,9 \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 109,5779 \text{ W} = 0,1095 \text{ kW} \quad (3.10)$$

Krouticí moment motoru M_M $n=900$ ot/min

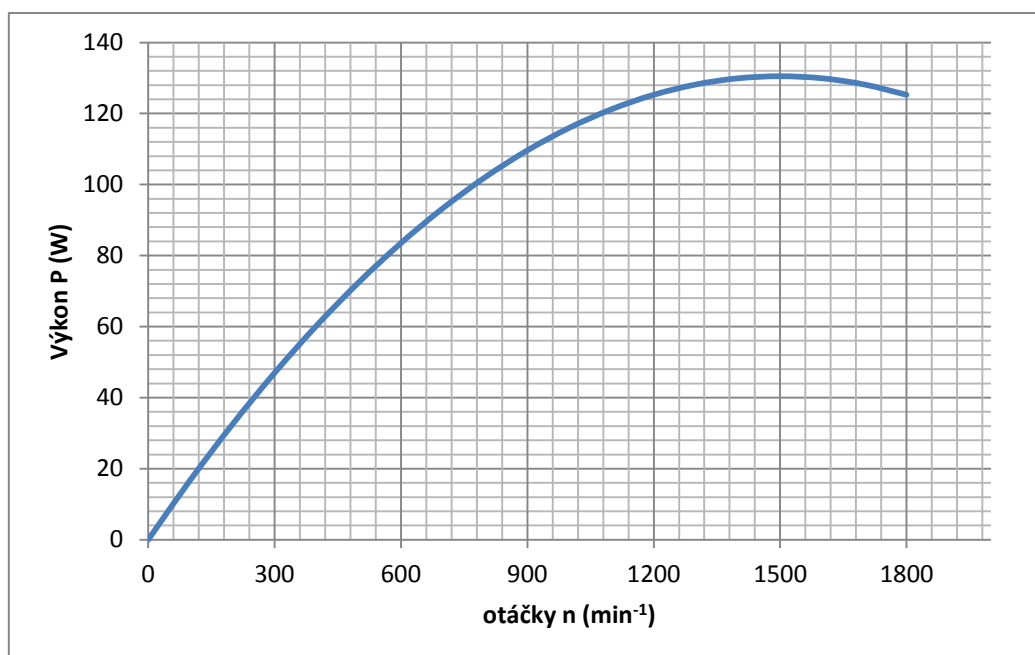
$$M_m = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{130,4499}{2 \cdot \pi \cdot \frac{900}{60}} = 1,3841 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (1.3)$$

Skutečná spotřeba vzduchu : s uvažováním objemových ztrát v rozsahu 3 až 15 %

$$Q_s = 1,15 \cdot V_g \cdot n_M \cdot p_{1abs} \cdot \delta = 1,15 \cdot 5,22 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{900}{60} \cdot \frac{600000}{100000} \cdot 0,7 = 3,78 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 227,0534 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.15)$$

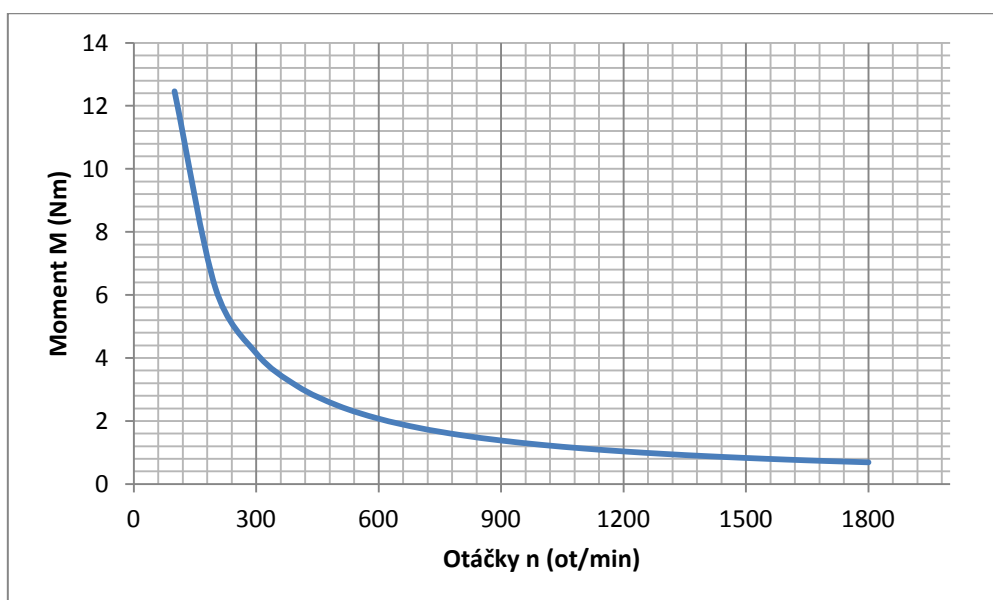
Tabulka vypočtených hodnot:

	Otáčky	Výkon	Moment	Spotřeba
	n [ot/min]	P [W]	M [Nm]	Q[dm ³ min ⁻¹]
	0	0	0	0
1	100	16,81354	12,45705	25,22815
2	200	32,46753	6,228524	50,4563
3	300	46,96197	4,152349	75,68445
4	400	60,29685	3,114262	100,9126
5	500	72,47217	2,49141	126,1408
6	600	83,48794	2,076175	151,3689
7	700	93,34416	1,779578	176,5971
8	800	102,0408	1,557131	201,8252
9	900	109,5779	1,384116	227,0534
10	1000	115,9555	1,245705	252,2815
11	1100	121,1735	1,132459	277,5097
12	1200	125,2319	1,038087	302,7378
13	1300	128,1308	0,958234	327,966
14	1400	129,8701	0,889789	353,1941
15	1500	130,4499	0,83047	378,4223



Obr.4.2 Výkonnostní charakteristika v závislosti na otáčkách

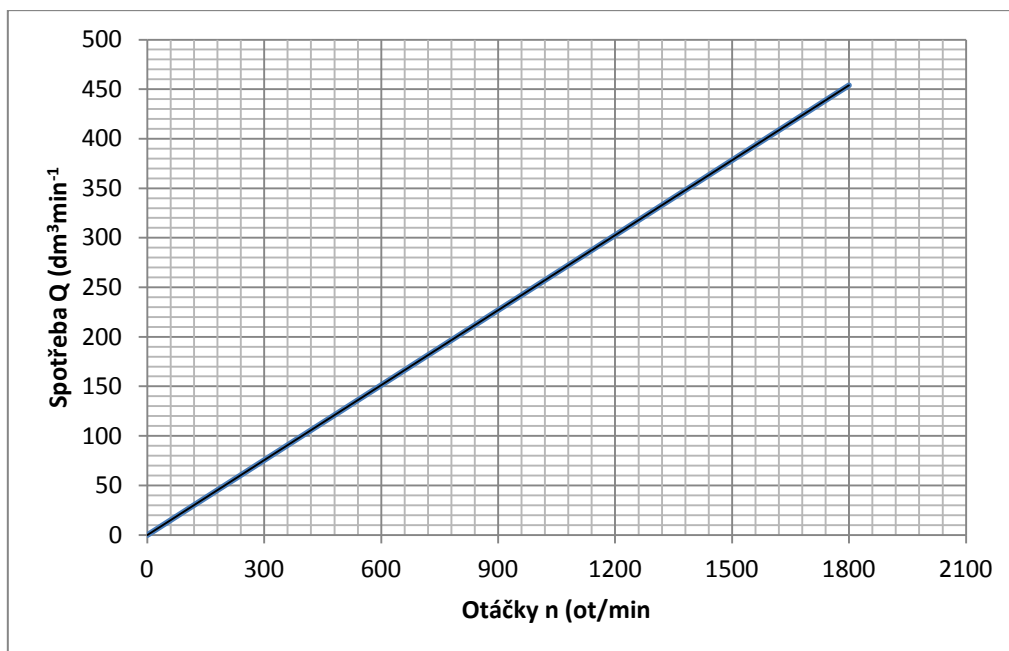
Obr.4.2 znázorňuje parabolickou závislost výkonu na otáčkách. S rostoucími otáčkami se zvyšuje výkon pneumatického motoru. Při následných zvýšení se dostal výkon při určitých otáčkách na svou maximální hodnotu. U pístových motorů při dosažení vysokých rychlostí se nestačí dostat potřebné množství vzduchu pod písty, a proto při dalším zvýšení otáček dochází vlivem špatného plnění k poklesu výkonu.



Obr.4.3 Momentová charakteristika v závislosti na otáčkách

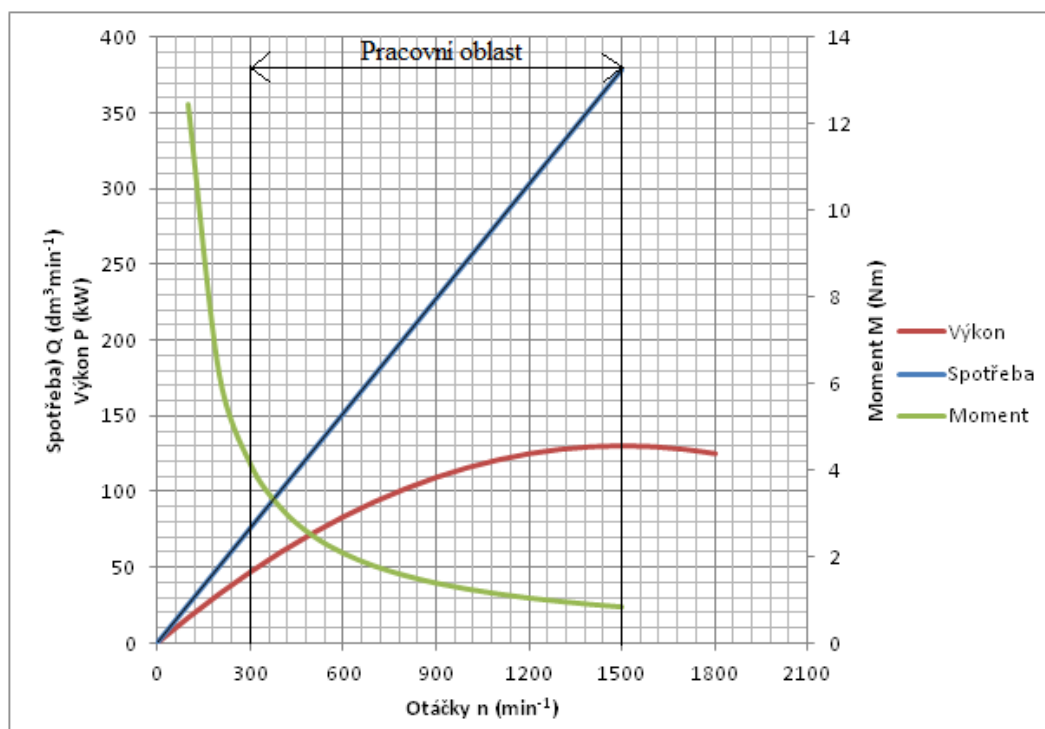
Obr.4.3 znázorňuje závislost krouticího momentu na otáčkách. Z obrázku je patrné, že otáčky pneumatického motoru závisí na zatížení. Při odlehčení motoru tj. $M=0$ Nm, dosahují otáčky maxima, což může vést k zničení motoru. Velmi důležitým parametrem

pneumatického motoru je záběrový moment, tj. při $n=0$. Značná část strojů, u nichž se používá pneumatický pohon, se totiž rozebíhá při plném zatížení a proto platí $M_{max} = (1,5 \text{ až } 2) \cdot M_n$



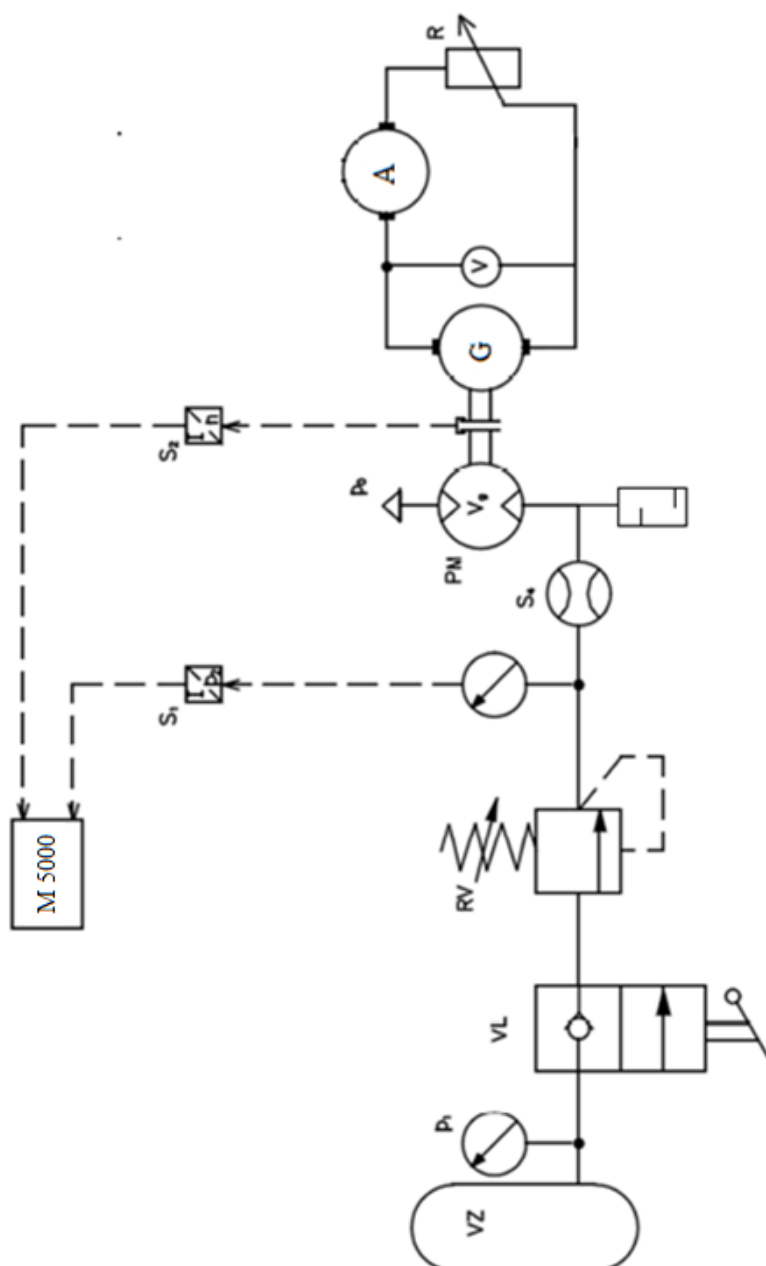
Obr.4.4 Charakteristika spotřeby vzduchu v závislosti na otáčkách

Obr.4.4 znázorňuje lineární závislost spotřeby vzduchu na otáčkách. Z grafu je patrné, že při zvyšování otáček se také zvýší spotřeba vzduchu.



Obr.4.5 Komplexní charakteristika vypočteného motoru

5. NÁVRH ZKUŠEBNÍHO OBVODU PRO MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK PNEUMATICKÉHO MOTORU



Obr.5.1 Schéma zkušebního zařízení pro měření charakteristik pneumatického pístového motoru

Specifikace prvků zkušebního zařízení:

VZ	vzdušník o objemu 0,474 m ³
RV	redukční ventil FESTO LR-1/85

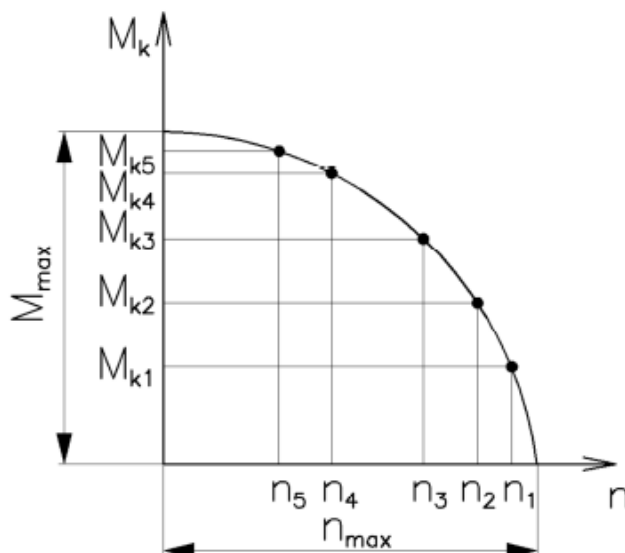
VL	ručně ovládaný ventil SMC VHK3 2/2
PM	pneumatický pístový motor PARKER P1V-P012B01800
V_g	geometrický objem pneumatického motoru
p_1	manometr SMC řady ISE40A
S_1	snímač tlaku PR 15 Hydrotechnik
S_2	snímač otáček DS03 Hydrotechnik
S_4	snímač průtoky Ifm Elektronik SD6000
G	generátor (stejnoseměrný motor) ATAS P2SZ467
M5050	vyhodnocovací zařízení <i>Multi-systém Hydrotechnik M 5000</i>
A	ampérmetr
V	voltmetr
R	reostat

5.1 Metodika měření momentové charakteristiky pneumatického motoru v závislosti na otáčkách:

Momentovou závislost na otáčkách lze zjistit pomocí přímé metody, kdy z příslušných snímačů jsou odečítány potřebné naměřené hodnoty. Nastavením reostatu R měníme velikost zatížení a otáček pneumatického motoru PM. Elektrický motor je pomocí spojky propojen s pneumatickým pístovým motorem PM, který tento motor brzdí. Vyhodnocovací zařízení M 5000 je připojeno ke snímači otáček S_2 a umožňuje zjištění aktuálních otáček motoru. Se změnou otáček se mění také moment.. Poté vypočteme moment ze vztahu:

$$M = \frac{P}{2\pi \cdot n} \quad (1.3)$$

Z naměřených hodnot lze sestavit závislost momentu na otáčkách.



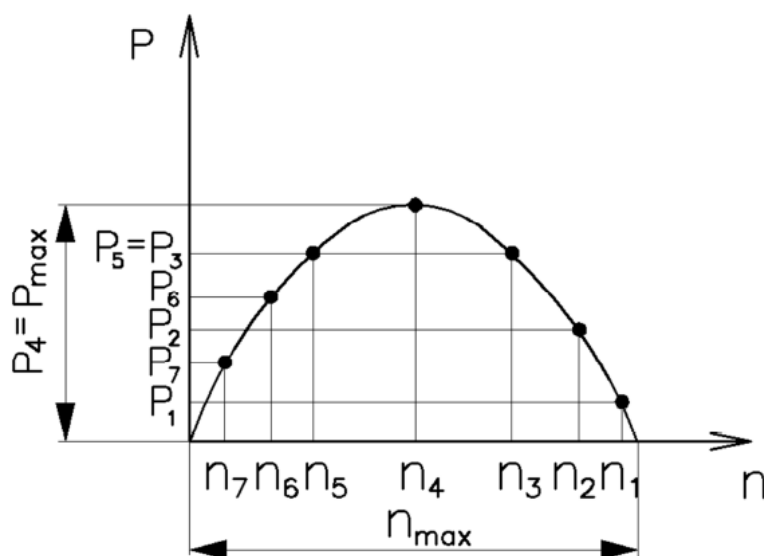
Obr. 5.2 Teoretická momentová charakteristika pneumatického motoru

5.2 Metodika měření výkonové charakteristiky pneumatického motoru v závislosti na otáčkách

Závislost výkonu na otáčkách je možné získat nepřímo pomocí vztahu pro výkon viz vzorec (5.1). Při snižování otáček pomocí vytvářené zátěže brzdícím el. motorem G se mění i hodnota výkonu. Odečítáme naměřené hodnoty ze snímače A (ampérmetr) a snímače V (voltmetr). Z těchto hodnot se vypočte výkon a vyhodnotí se výkonová charakteristika v závislosti na otáčkách.

Výpočet výkonu:

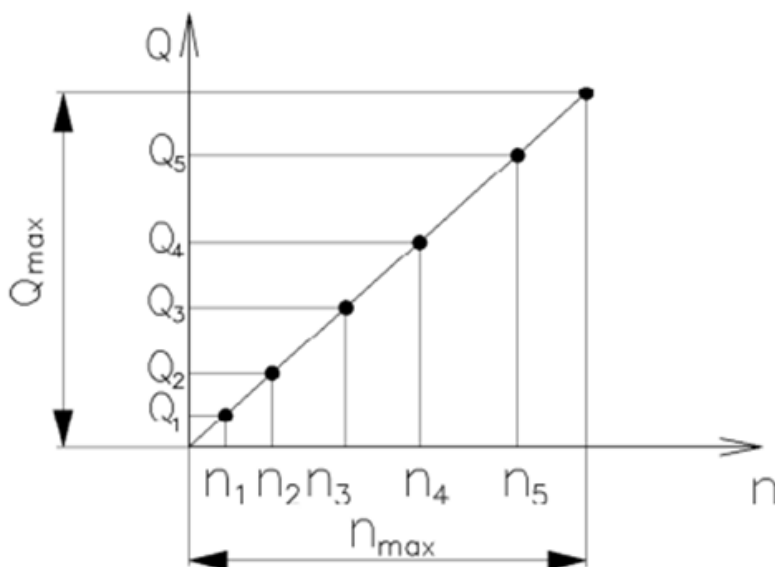
$$P = \frac{I \cdot U}{\eta} \quad (5.1)$$



Obr. 5.3 Teoretická výkonnostní charakteristika pneumatického motoru

5.3 Metodika měření průtokové charakteristiky pneumatického motoru v závislosti na otáčkách

Spotřebu vzduchu je možné získat odečtením pomocí snímače S_4 , který je zapojen před vstupem do pneumatického motoru. Při zvýšení otáček se zvýší i spotřeba vzduchu. Otáčky lze odečíst z vyhodnocovacího zařízení M 5000, které je připojeno k obvodu viz. kapitoly 5.1 a 5.2. Z těchto naměřených hodnot lze vytvořit závislost spotřeby vzduchu na otáčkách viz Obr.5.3



Obr.5.4 Teoretická průtoková charakteristika pneumatického motoru

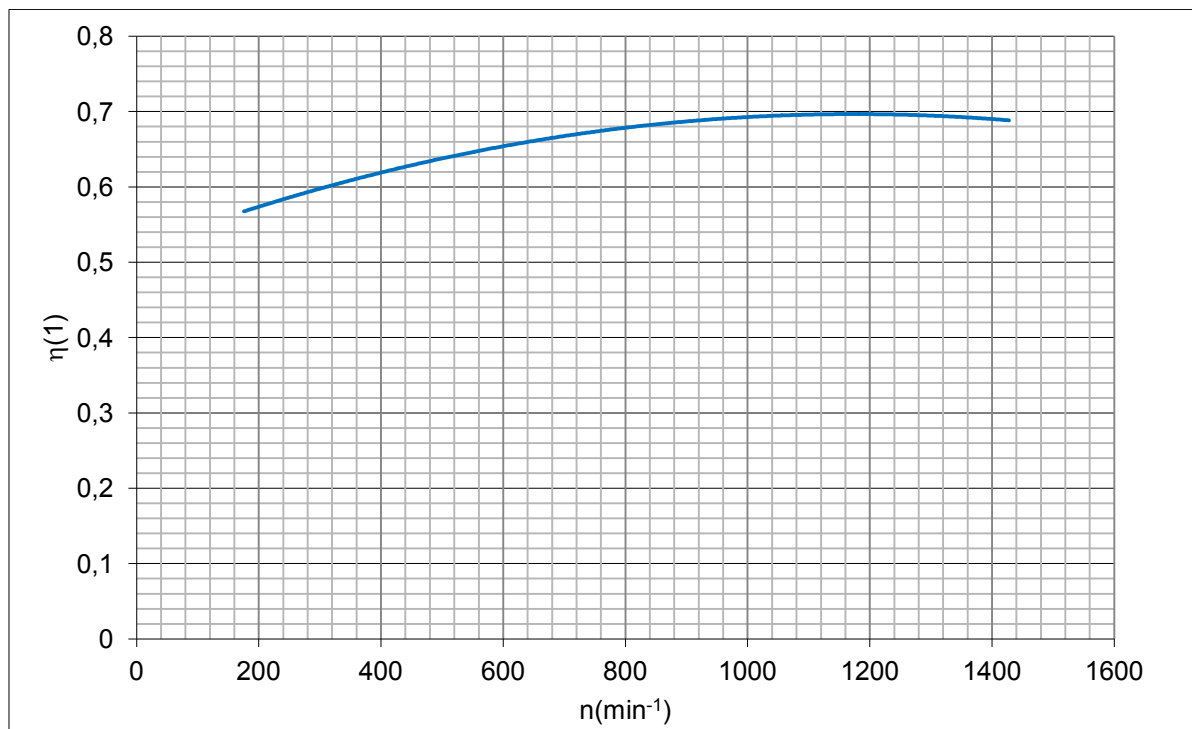
6. REALIZACE MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK MOTORU PARKER

Popis zkušebního zařízení

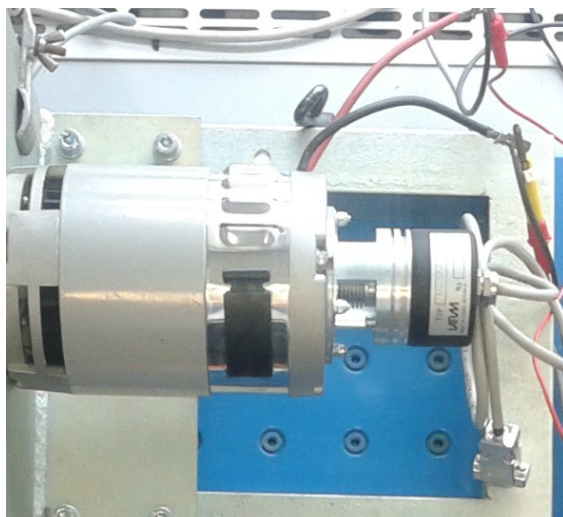
Pneumatický obvod viz. obr.5.1 je kompresorem natlakován. Hodnoty konstantního tlaku, při kterém bude měření prováděno $p=0,3;0,4;0,5\text{Mpa}$ se nastaví pomocí redukčního ventilu. Tlak je kontrolován pomocí manometru. Velikost otáček pneumatického motoru závisí na nastavení velikosti odporu na reostatu R. Ručně ovládaný ventil VL plní funkci možného rychlého odpojení přívodu stlačeného vzduchu do pneumatického obvodu. Mezi další prvky zapojené do obvodu patří snímač průtoku s displejem zobrazujícím okamžitý průtok. Posledním prvkem pneumatického obvodu je pneumatický motor PARKER P1V-P012B01800 a na vstup do tohoto PM je zaveden konstantní tlak, který uvádí pneumatický

motor do pracovního chodu. Na výstupní hřídeli PM je umístěna spojka, která spojuje PM se stejnosměrným motorem SM. Na spojce jsou připevněny reflexní pásy umožňující snímat rychlost otáčení pomocí snímače. K zobrazení okamžitých otáček je tento snímač připojen k vyhodnocovacímu zařízení Multi-systém Hydrotechnik M 5000. Stejnosměrný motor SM vytváří brzdňý moment na PM, ke kterému dochází při snížení elektrického odporu v elektrickém obvodu. Velikost snížení tohoto elektrického odporu je realizováno pomocí reostatu R, který je umístěn v elektrickém obvodu. Snížením elektrického odporu docílíme, že stejnosměrný motor SM se bude chovat jako brzda, která přenáší brzdňý moment přes výstupní hřídel SM na PM a tím vytváří zátěž. Velikost snížení hodnoty elektrického odporu zvyšuje sílu brzdňého momentu. Součástí měřících prvků obsahující elektrický obvod je i ampérmetr A a voltmetr V. Pomocí těchto měřičů dostaneme okamžitou velikost proudu I a napětí U , ze kterých se podle vzorce(5.1) vypočte výkon. Z katedry elektrotechniky bylo zapůjčeno zařízení k regulaci odporu obr.6.4 ve stejnosměrném motoru a stejnosměrný elektromotor viz obr.6.2 s těmito parametry: výkon $P=400\text{W}$, proud $I=20\text{A}$, napětí $U=24\text{V}$, jmenovité otáčky $n=2800\text{ min}^{-1}$. V pneumatickém obvodu jsou všechny ztráty ve vedení zanedbány z důvodu krátké vzdálenosti vedení stlačeného vzduchu.

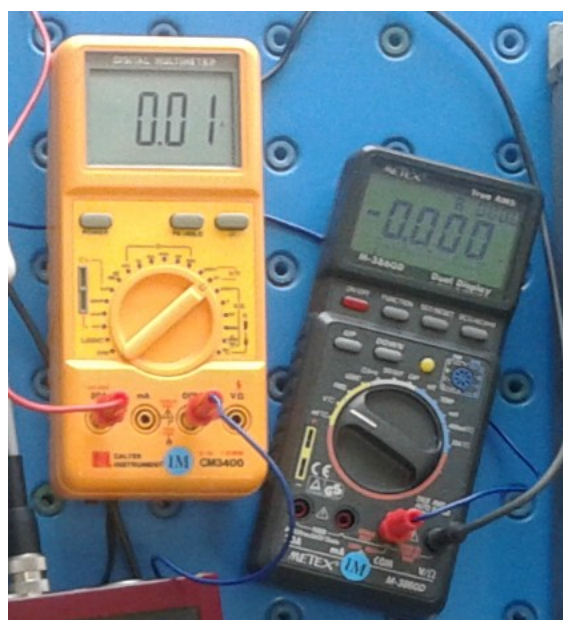
Zjištění průběžné účinnosti η stejnosměrného elektrického motoru se dosáhlo měřením, které proběhlo zásluhou fakulty elektrotechniky, v jejich odborné laboratoři. Z naměřených hodnot je sestrojena charakteristika účinnosti v závislosti na otáčkách.



Obr.6.1 Účinnost stejnosměrného motoru v závislosti na otáčkách



Obr.6.2 Stejnoseměrný elektromotor



Obr.6.3 Měřiče proudu a napětí



Obr.6.4 Reostat

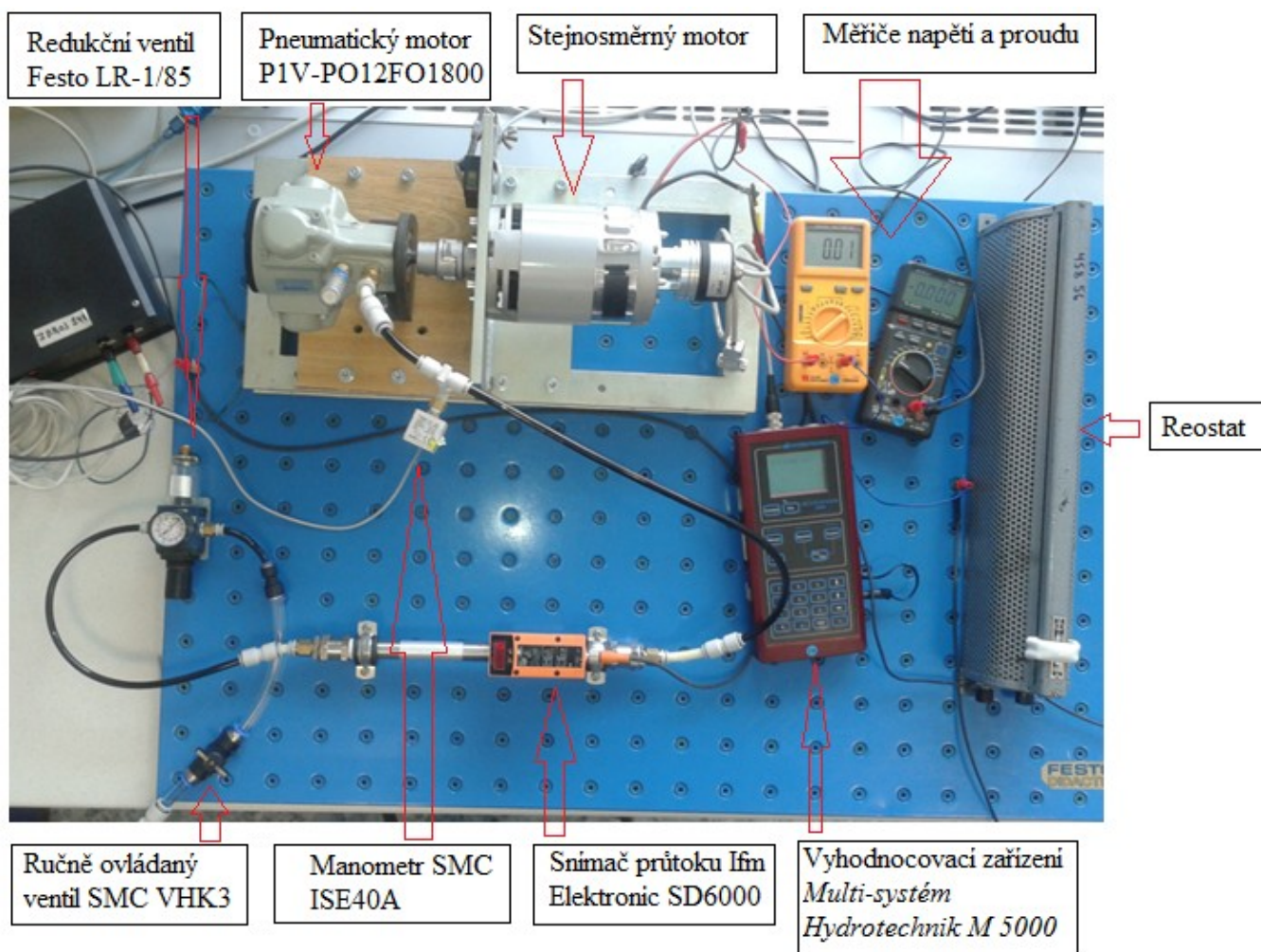
Krouticí moment se vypočítá z rovnice č.(1.3) na základě vypočítaných a odečtených hodnot z použitých snímačů.

$$M = \frac{P}{2\pi \cdot n} \quad (1.3)$$

Všechny získané naměřené hodnoty se zapíší do tabulky a následně vyhodnotí pomocí programu Microsoft Excel.

6.1 Zkušební měření

Realizace měření bylo provedeno v laboratoři pneumatiky, kde bylo zkompletováno zkušební zařízení viz Obr.6.5 Měření proběhlo při konstantním tlaku, který byl nastaven na redukčního ventilu. Při průběhu měření došlo k postupnému zatěžování pneumatického motoru až na nejnižší možnou nastavitelnou hodnotu el. odporu na reostatu. Při tomto průběhu byly odečteny, zapsány a následně vypočteny všechny potřebné parametry. Z výsledné tabulky se vytvořily všechny charakteristiky pneumatického motoru $P(n)$, $M(n)$, $Q(n)$ pomocí programu Excel. Charakteristiky pneumatického motoru byly realizovány pro tři hodnoty konstantního tlaku.



Obr. 6.5 Zkušební zařízení sestavené v laboratoři

Tab.6.1 Tabulka hodnot pro konstantní tlak 3 bar

Otáčky n [min ⁻¹]	Proud I [A]	Napětí U [V]	Účinnost η [1]	Výkon P [W]	Moment M [Nm]	Průtok Q [dm ³ min ⁻¹]
1337	5,24	8,79	0,706354	65,20753	0,465734	199
1275	6,06	8,27	0,703059	71,28306	0,533885	192
1205	6,85	7,7	0,69914	75,44269	0,597863	188
1159	7,45	7,26	0,696439	77,66222	0,639879	180
1100	8,28	6,68	0,692813	79,83453	0,693058	174
1013	9,19	6,04	0,687095	80,78592	0,761549	168
935	9,94	5,43	0,681534	79,19517	0,808832	160
850	11,1	4,63	0,674919	76,14692	0,85547	150
773	11,92	4,02	0,668329	71,69882	0,885735	142
675	13,1	3,268	0,658921	64,97107	0,919153	126
632	13,45	2,89	0,654353	59,40295	0,897558	122
562	14,49	2,32	0,646206	52,0218	0,883935	112

Výpočet výkonu: pro otáčky motoru $n=935 \text{ min}^{-1}$

$$P = \frac{I \cdot U}{\eta} = \frac{9,94 \cdot 5,43}{0,681534} = 79,19517 \text{ W} \quad (5.1)$$

Výpočet momentu:

$$M = \frac{P}{2\pi \cdot n} = \frac{79,19517}{2\pi \cdot \frac{935}{60}} = 0,808832 \text{ Nm} \quad (1.3)$$

Tab. 6.2 Tabulka hodnot pro konstantní tlak 4 bar

Otáčky n [min ⁻¹]	Proud I [A]	Napětí U [V]	Účinnost η [1]	Výkon P [W]	Moment M [Nm]	průtok Q [dm ³ min ⁻¹]
1510	5,93	9,98	0,714799	82,79446	0,523595	265
1435	7,02	9,33	0,711263	92,08492	0,612785	256
1400	7,5	8,94	0,709549	94,49665	0,644555	253
1350	8,38	8,45	0,707525	100,0827	0,70794	250
1300	8,98	8,06	0,704406	102,7515	0,754773	246
1255	9,95	7,34	0,701961	104,0414	0,791651	235
1190	10,65	7,04	0,698271	107,3738	0,861634	232
1140	11,44	6,62	0,695292	108,9223	0,912396	226
1080	12,24	6,03	0,691539	106,7289	0,943691	220
1015	13,07	5,62	0,687231	106,8831	1,005575	212
950	14,21	4,87	0,682638	101,3754	1,019014	205
885	15,17	4,27	0,677772	95,57181	1,031236	195
830	16,02	3,84	0,673267	91,37059	1,051235	186
790	16,72	3,49	0,669839	87,11466	1,053017	180
720	18,16	2,94	0,6634	80,47995	1,067399	172

Výpočet výkonu: pro otáčky motoru $n=885 \text{ min}^{-1}$

$$P = \frac{I \cdot U}{\eta} = \frac{15,17 \cdot 4,27}{0,677772} = 95,57181 \text{ W} \quad (5.1)$$

Výpočet momentu:

$$M = \frac{P}{2\pi \cdot n} = \frac{95,57181}{2\pi \cdot \frac{885}{60}} = 1,031236 \text{ Nm} \quad (1.3)$$

Tab.6.3 Tabulka hodnot pro konstantní tlak 5 bar

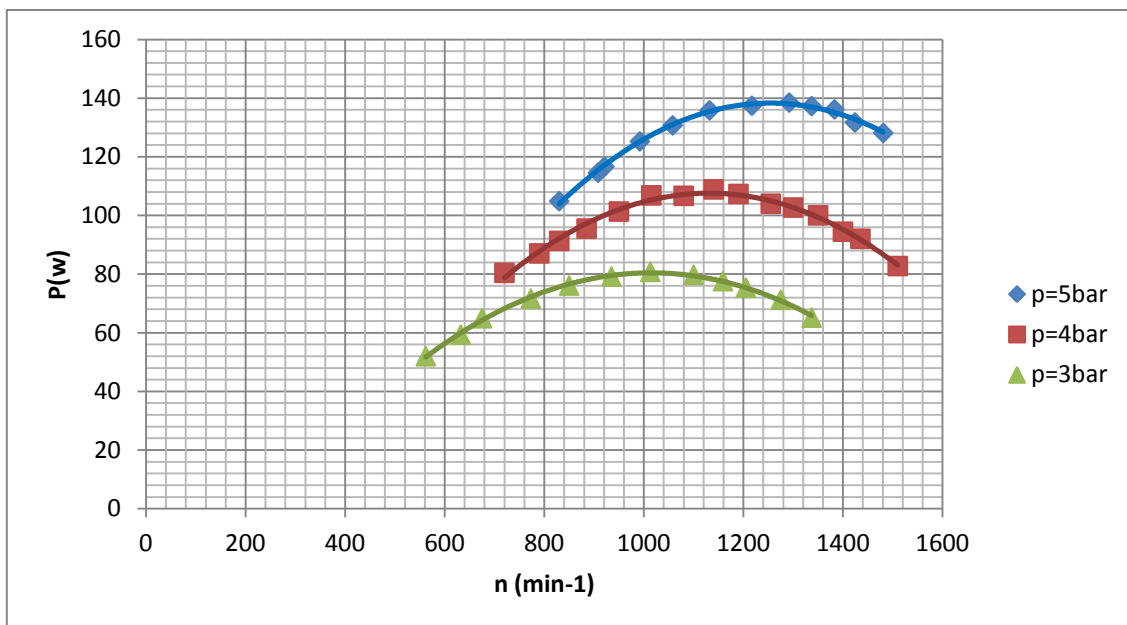
Otáčky n [min ⁻¹]	Proud I [A]	Napětí U [V]	Účinnost [1]	Výkon P [W]	Moment M [Nm]	průtok Q [dm ³ min ⁻¹]
1481	9,94	9,2	0,713453	128,1766	0,826466	330
1424	10,85	8,63	0,710729	131,7457	0,883482	320
1383	11,7	8,25	0,708702	136,1997	0,940428	313
1337	12,5	7,76	0,706354	137,3249	0,98082	305
1292	13,09	7,45	0,703978	138,5278	1,023872	300
1217	14,4	6,68	0,699828	137,4509	1,078521	292
1132	16	5,9	0,694803	135,8658	1,146134	282
1058	17,22	5,24	0,690111	130,7511	1,180134	270
992	18,2	4,72	0,685641	125,2901	1,206081	259
921	19,7	4,03	0,680487	116,6679	1,20966	254
908	19,92	3,91	0,6795	114,6243	1,205486	250
830	21,4	3,3	0,673267	104,8915	1,206795	244

Výpočet výkonu: pro otáčky motoru $n=908 \text{ min}^{-1}$

$$P = \frac{I \cdot U}{\eta} = \frac{19,92 \cdot 3,91}{0,6795} = 114,6243 \text{ W} \quad (5.1)$$

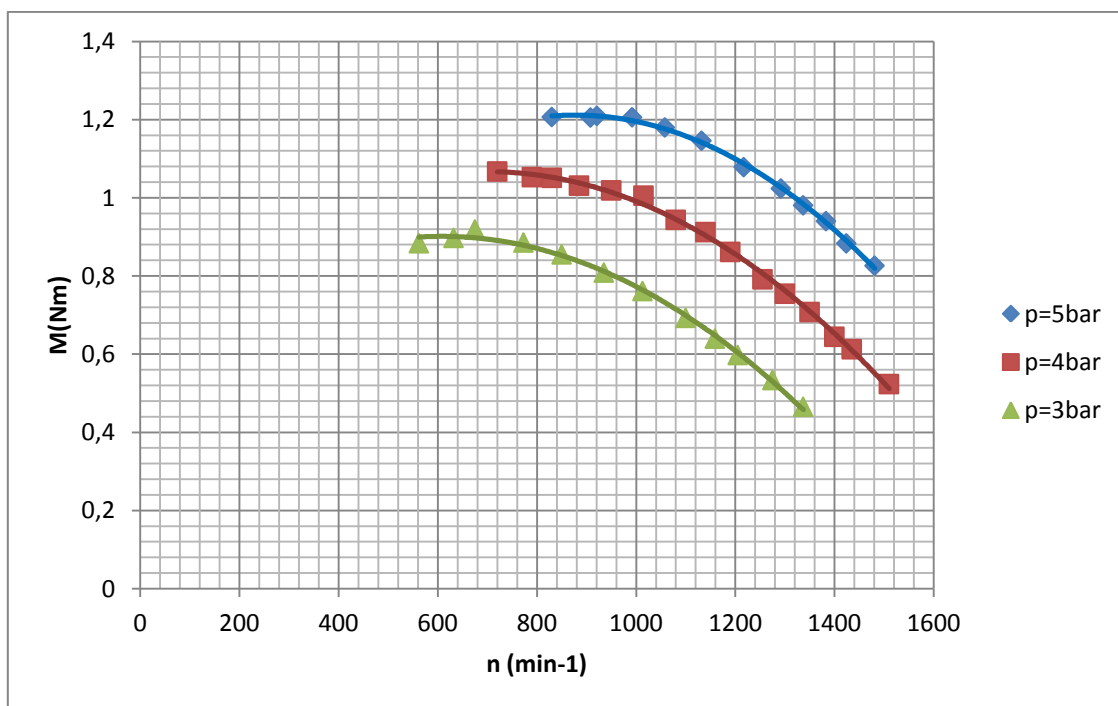
Výpočet momentu:

$$M = \frac{P}{2\pi \cdot n} = \frac{114,6243}{2\pi \cdot \frac{908}{60}} = 1,205486 \text{ Nm} \quad (1.3)$$



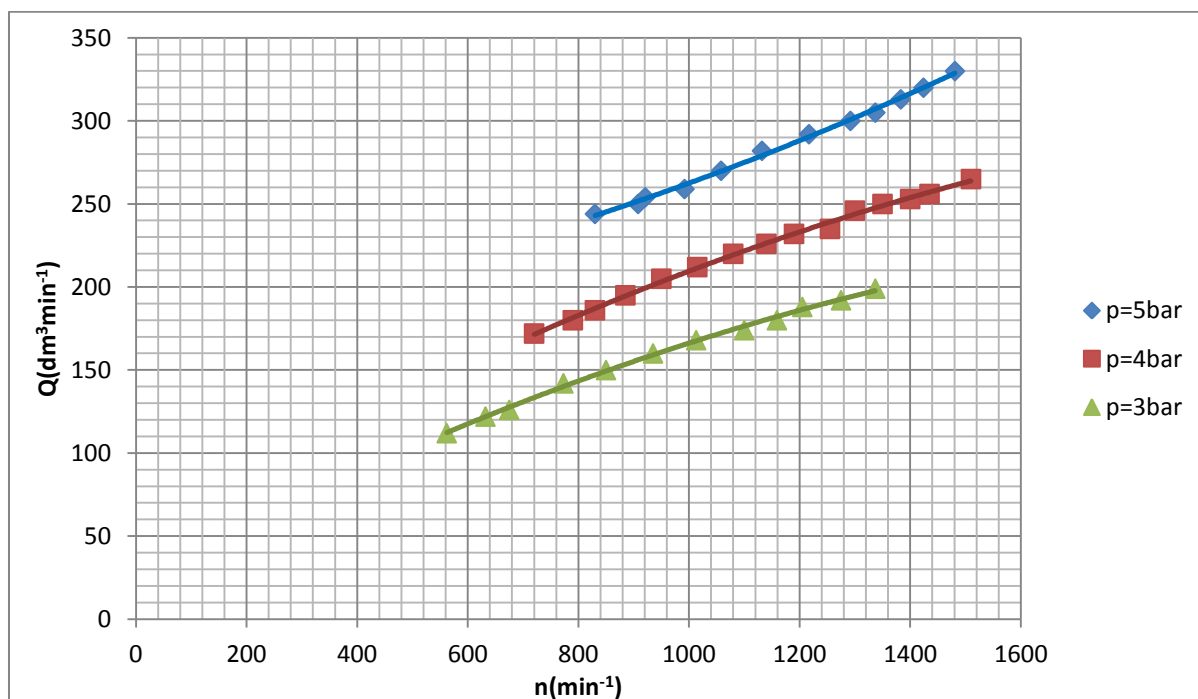
Graf 6.1 Závislost výkonu na otáčkách

Graf znázorňuje závislost výkonu na otáčkách. S rostoucí zátěží se zvyšuje výkon a klesají otáčky pneumatického motoru. Při následných zvýšení zátěže se dostal výkon při určitých otáčkách na svou maximální hodnotu. Po přesažení otáček, při kterých výkon dosáhl své maximální hodnoty se vlivem nárůstu proudu a poklesu napětí začal výkon snižovat. Ideální výkonová charakteristika pneumatického motoru má parabolický průběh. Výchyly v parabolickém průběhu mohou být zapříčiněny mechanickou účinností pneumatického motoru. Měření této charakteristiky bylo provedeno pro tři hodnoty konstantních tlaků $p = (5; 4; 3)$ bar.



Graf 6.2 Závislosti krouticího momentu na otáčkách

Graf znázorňuje závislost krouticího momentu na otáčkách. Zvětšením zátěže na pneumatickém motoru (brzdění) dojde k poklesu otáček a zvýšení krouticího momentu. Čím je větší zatížení, tím je vyšší krouticí moment a nižší otáčky. Při zkušebním měření nedošlo vlivem zatížení k úplnému zastavení (zabrzdění) PM. Z grafu jde vidět výrazný pokles krouticího momentu při nízkých otáčkách, tento pokles může být zapříčiněn mechanickou účinností a účinností poměrného plnění. Měření této charakteristiky se provedlo pro tři hodnoty konstantních tlaků $p = (5; 4; 3)$ bar. Krouticí moment tohoto pneumatického motoru jsem vypočetl pomocí vzorce 5.1.



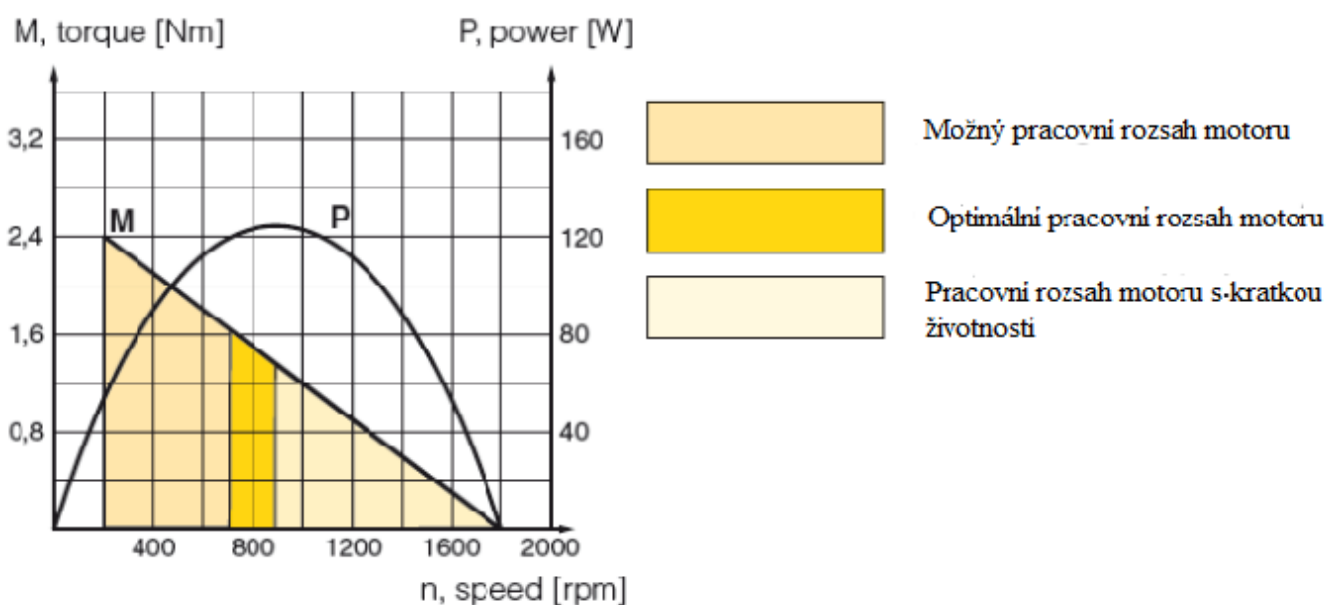
Graf 6.3 Závislost spotřeby vzduchu na otáčkách

Graf znázorňuje závislost spotřeby vzduchu na otáčkách. Z grafu je patrné, že s rostoucími otáčkami PM se zvyšuje spotřeba vzduchu. Spotřeba vzduchu je také závislá na velikosti pracovního tlaku tzn. s rostoucím tlakem se také zvýší spotřeba. Ideální charakteristika motoru je lineární. Odchyly od tohoto průběhu skutečné charakteristiky mohou být způsobeny vlivem průtokových ztrát. Měření této charakteristiky bylo provedeno pro tři hodnoty konstantních tlaků $p = (5; 4; 3)$ bar.

7. POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH CHARAKTERISTIK S VYPOČTENÝMI A CHARAKTERISITKAMI UVEDENÝMI V KATALOGU

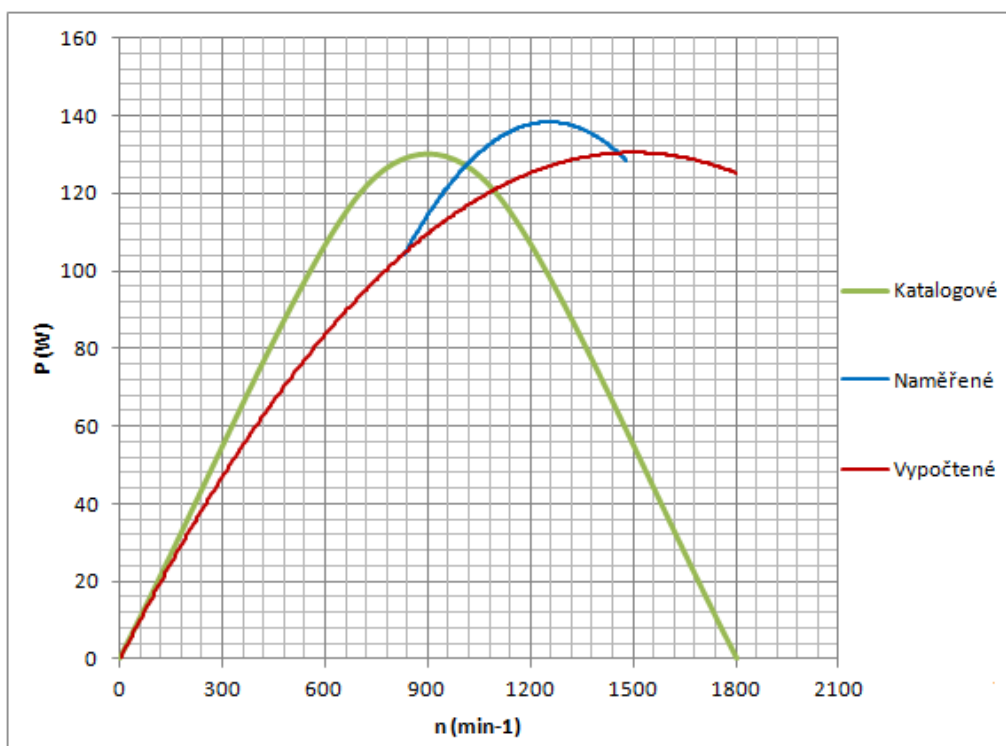
V následujících třech grafech dojde k porovnání výsledků průběhu měření výkonu, momentu a spotřeby vzduchu v závislosti na otáčkách za se jmenovitými parametry PM udávané výrobcem P1V-P012FO1800 firmy Parker pro konstantní tlak $p=5\text{bar}$ a hodnot uvedených v tab7.1.

P1V-P012**1800



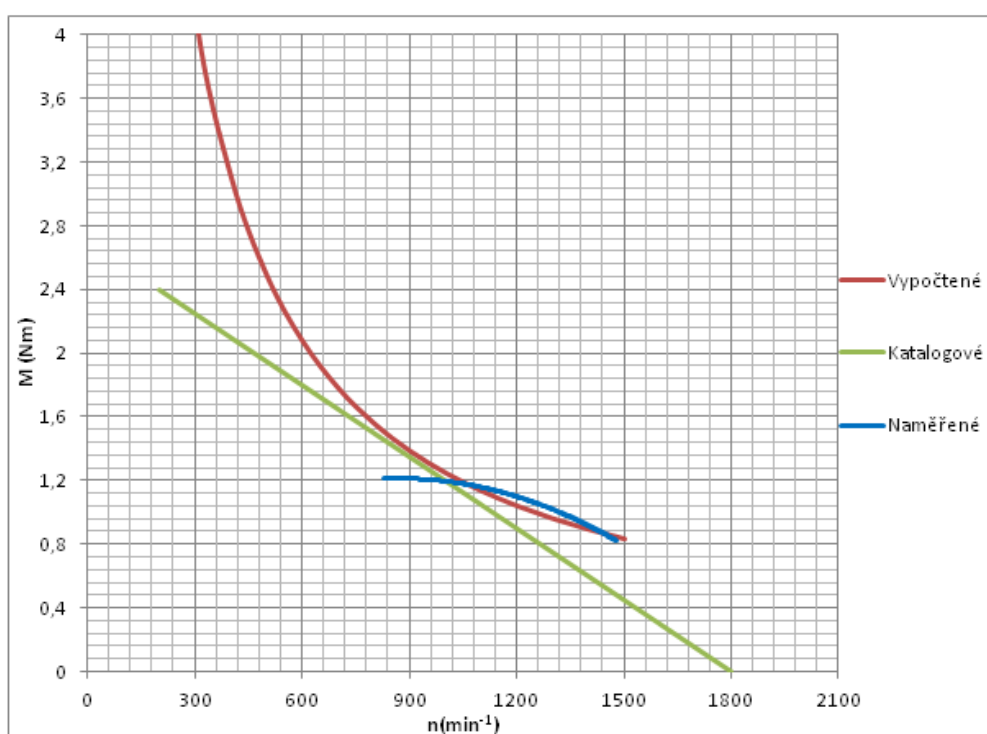
Max. výkon	Otáčky při max. výkonu	Moment při max. výkonu	Min.startovací Moment	Moment při rozběhu	Spotřeba vzduchu při max. výkonu
kW	min^{-1}	Nm	Nm	Nm	dm^3s^{-1}
0,125	900	1,37	1,96	2,94	4,34

tab7.1 Katalogové parametry zadaného pneumatického motoru Parker



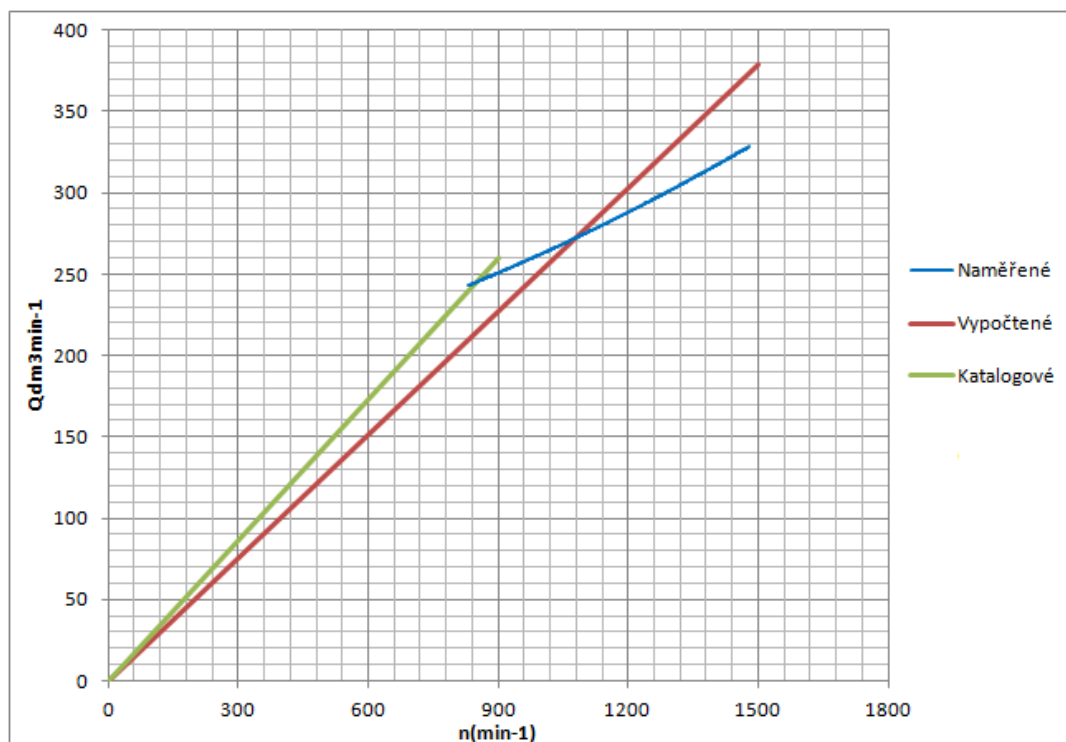
Graf 7.1 Znázornění výkonových charakteristik v závislosti na otáčkách

Graf znázorňuje, že se jedná parabolický průběh, kdy křivka vypočtená a katalogová dosahuje téměř stejného bodu maximálního výkonu při rozdílných otáčkách. Křivka naměřených hodnot vykazuje největší výkon z těchto porovnaných hodnot $P=138 \text{ W}$ cca. při otáčkách $n=1300 \text{ min}^{-1}$. Z grafu lze dále vyčíst, že max. výkon $P=125 \text{ W}$ při $n=900 \text{ min}^{-1}$ uvedeným výrobcem, zkoušený motor vyvinul při otáčkách $n=990 \text{ min}^{-1}$.



Graf 7.2 Znázornění momentových charakteristik v závislosti na otáčkách

Z grafu je patrné, že tři uvedené metody se příliš neliší v rozmezí otáček $n = 900\text{--}1200 \text{ min}^{-1}$. K většímu rozdílu dojde při klesnutí otáček pod $n = 900 \text{ min}^{-1}$ u naměřené metody, kdy tyto hodnoty začnou klesat. Tento pokles může být způsoben vlivem mechanické účinnosti η_m .



Graf 7.3 Znárodnění průtokových charakteristik v závislosti na otáčkách

Z grafu lze vidět, že se u všech hodnot jedná téměř o lineární průběh. Mezi katalogovými a vypočtenými hodnotami nejsou velké rozdíly. Křivka naměřených hodnot se liší od vypočtených a katalogových menší spotřebou při dosažení otáček nad $n = 900 \text{ min}^{-1}$.

Závěr

Cílem diplomové práce bylo ověřit pracovní charakteristiky zadaného pneumatického radiálního pístového motoru. V první kapitole je uvedena tabulka základního rozdělení pneumatických rotačních motorů, kde tímto ukazují na rozdíl mezi pístovými a ostatními motory. Poté jsem zpracoval podrobný popis výhod a nevýhod pneumatických motorů, které jsou v praxi důležité pro výběr vhodného typu pohonu. Na konci této kapitoly jsem uvedl některé příklady použití rotačních pístových motorů.

V následné kapitole jsem vypracoval přehled základních konstrukčních typů použití radiálních pístových motorů. Každý z těchto typů je doplněn obrázkem, který slouží k

snadnějšímu pochopení práce u dané konstrukce. V závěru jsem uvedl popis práce jednotlivých součástí u konkrétního typu motoru.

Výpočet parametrů zadaného radiálního pístového motoru byl proveden podle předcházející kapitole, kde byl uveden přehled výpočtových vztahů pro pneumatický pístový motor. Vstupní parametry důležité pro výpočet byly převzaty z katalogu firmy Parker pro zadaný typ pístového motoru P1V-P012FO1800, které jsou dostupné na internetu. Výsledkem této kapitoly je tabulka, uvádějící parametry motoru při různých otáčkách, podle které jsem následně vytvořil komplexní charakteristiku udávající závislost momentu, výkonu a spotřeby na otáčkách.

Na základě předběžných výpočtů zadaného pneumatického motoru jsem dále vypracoval návrh zkušebního obvodu. Součástí této kapitoly byla také metodika měření, kde jsou podrobně uvedeny zdroje naměřených parametrů a způsob jejich získání. Následně je uveden způsob vyhodnocení a jeho teoretický výsledek.

Výsledkem diplomové práce bylo sestavení zkušebního zařízení pro ověření parametrů zadaného pneumatického motoru. V 6. kapitole je popsána skladba pneumatického obvodu a následné měření. Výsledné parametry byli zapsány do příslušné tabulky a sestaveny charakteristiky výkonu, momentu a průtoku a následně popsány jejich vyhodnocení.

V závěrečné kapitole je znázorněno porovnání naměřených charakteristik s vypočtenými a charakteristikami udávanými v katalogu výrobce. Zásadním prvkem zkušebního zařízení byl brzdící elektromotor. Zkušební zařízení ukázalo, že docházelo při zvyšování zátěže na pneumatickém motoru k prudkému nárůstu proudu ve svorkách a proto jsme nedosáhli nižších hodnot otáček. Při následném pokračování měření by došlo ke zničení vynutí na SS elektromotoru. Z tohoto důvodu by bylo lepší zvolit jiný druh zatěžovacího zařízení např. pomocí hydraulického motoru. Výsledné grafy naměřených veličin vykazují průběh veličin $M(n)$ a $P(n)$ a $Q(n)$ podobné s průběhy vypočtenými a udávanými výrobcem. Všechny cíle diplomové práce byli splněny.

8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOPÁČEK, J. *Pneumatické motory - jejich možnosti a použití*. Časopis Strojírenská výroba, 1975, č. 3
- [2] KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy*. Žilina: VŠDS, 1991. 169 s.
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2005, 265 s. ISBN 978-80-248-0879-6.
- [4] VOSTROVSKÝ, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: ČVUT, 1988. 248 s.
- [5] Heinz, Ziehl. *Pneumatické stroje a přístroje*. Praha: 1965.
- [6] BORISENKO, Konstantin Stepanovič. *Pneumaticheskiye dvigateli*. Ugljetechizdat, 1958, 201 s.
- [7] PIVOŇKA, J., *Tekutinové mechanismy*. Praha: STNL, 1987. 624 s.
- [8] KOPÁČEK, Jaroslav a Miloslav ŽÁČEK. *Pneumatická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TUO, 2008. 94 s. Fakulta strojní. ISBN 978-80-248-0442-2
- [9] Gardner - Denver. *Druckluft Motoren*.
- [10] ATLAS COPCO, *Pneumatic kompendium*. Dusseldorf 1977
- [11] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-TUO, 2005.
- [12] KOPÁČEK, J. *Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 2005. 275 s. ISBN 80-248-0879-X
- [13] *Katalogy produktů HYDROTECHNIK*. [online]. Dostupné z: <http://www.hydrotechnik.com>
- [14] *Katalog produktů EST* [online]. Dostupné z: www.estplus.cz
- [15]: *Katalog produktů PARKER AIR MOTORS*. [online]. Dostupné z: <http://www.parker.com>
- [16] *Katalog produktů NAREX* [online]. Dostupné z: www.narex-makita.cz

- [17] *Katalog produktů BIBUS* [online]. *Pneumatic radial piston motor*
Dostupné z: <http://www.bibus.at>
- [18] *Katalog produktů TESORT*. [online]. Dostupné z: www.tesort.cz
- [19] *Katalog produktů PD PROFI* [online]. Dostupné z: www.pdprofi.cz
- [20] *Katalog produktů DEPRAG*. [online]. Dostupné z: www.deprag.com
- [21] *Katalogy produktů SMC*. [online]. Dostupné z: www.smc.cz
- [22] *Katalogy produktů FESTO*. [online].]. Dostupné z: www.festo.cz